

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Уфимский государственный авиационный технический университет

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ, РЫЧАЖНЫХ И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

**Методические указания
к курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов и машин»
(пример выполнения курсовой работы)**

Уфа 2009

Составители: Б.И. Гурьев, Л.С. Кутушева, Л.Л. Русак

УДК 621.833 (07)

ББК 34.444 (я7)

Анализ и синтез зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов: Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин» / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост.: Б.И. Гурьев, Л.С. Кутушева, Л.Л. Русак.- Уфа, 2008.- 69 с.

Методические указания содержат пример выполненной курсовой работы по теории механизмов и машин, в которой приведены расчеты зубчатого, рычажного и кулачкового механизмов и соответствующие графические построения. Методические указания предназначены для студентов всех форм обучения, обучающихся по направлению подготовки бакалавра 150900 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», по направлению подготовки дипломированного специалиста 151000 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», специальность 151001 «Технология машиностроения».

Ил.19. Табл. 5. Библ.: 5 назв.

Рецензенты: док. техн. наук. проф. М.Ш. Мигранов
канд. техн. наук. доц. И.В. Рокитянская

© Уфимский государственный
авиационный технический университет

Содержание

	Стр.
Введение	4
1. Зубчатый механизм	5
1.1. Подбор чисел зубьев колес	5
1.2. Кинематический расчет редуктора	7
1.3. Силовой расчет редуктора	9
1.4. Геометрический синтез зубчатой пары	16
2. Рычажный механизм	24
2.1. Подбор заданных размеров механизма	24
2.2. Кинематический анализ рычажного механизма	25
2.3. Анализ механизма с использованием компьютерной среды САМАС	32
2.4. Кинетостатический анализ рычажного механизма	35
2.5. Расчёт маховика	45
3. Кулачковый механизм	55
3.1. Кинематические диаграммы	56
3.2. Определение наиболее выгодных размеров кулачка	59
3.3. Построение профиля кулачка	61
Рекомендуемая литература	64
Приложение А	65

Введение

Дисциплина "Теория механизмов и машин" (ТММ) относится к циклу общепрофессиональных дисциплин.

При изучении курса ТММ студент получает основополагающие сведения о механизмах - об их многообразии, основных типах и о возможности их использования в различных машинах; изучает основные методы анализа и синтеза механизмов, применяемых в разнообразных машинах и устройствах; учится привлекать ЭВМ для рационального проектирования механизмов и оптимизации их параметров.

Этот курс лежит в основе конструкторских разделов большинства специальных дисциплин, освоение которых без знания основ теории механизмов и машин невозможно или затруднительно.

При выполнении курсовой работы студенты учатся самостоятельно и грамотно решать задачи проектирования механизмов.

Задания на курсовую работу для студентов различных специальностей в зависимости от учебной программы содержат те или иные разделы, приведенные в данном методическом указании: кинематический, силовой и геометрический расчет зубчатого механизма; кинематический, силовой и динамический расчет рычажного механизма; синтез кулачкового механизма.

Содержание задания и исходные данные к курсовой работе студент выбирает из [1].

Выполненная курсовая работа содержит графическую и расчетную части. Весь расчетный материал с необходимыми пояснениями, таблицами, результатами расчетов на ЭВМ помещается в пояснительную записку. Оформление записки должно соответствовать требованиям стандарта СТО УГАТУ 016-2007, предъявляемым к оформлению текстовых документов. Записку выполняют на листах формата А4.

Качество освоения студентом материала проверяется и оценивается при защите курсовой работы. При этом учитываются уровень знаний, качество оформления чертежей и пояснительной записки, а также ритмичность выполнения работы и срок ее завершения.

1. ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ

Для проектируемого зубчатого механизма заданы:

- кинематическая схема редуктора (рис. 1.1);
- модуль зубчатых колес $m=5$ мм;
- продолжительность рабочего цикла машинного агрегата $t_{ц} = 0.45$ с (из данных на рычажный механизм).

Дополнительные условия для подбора чисел зубьев колес:

равенство чисел зубьев $z_3 = z_6$ и передаточных отношений

$$|i_{13}^H| = |i_{46}|. \quad (1.1)$$

Требуется спроектировать редуктор при перечисленных исходных данных и рассчитать его кинематические, геометрические и силовые характеристики.

1.1. Подбор чисел зубьев колес

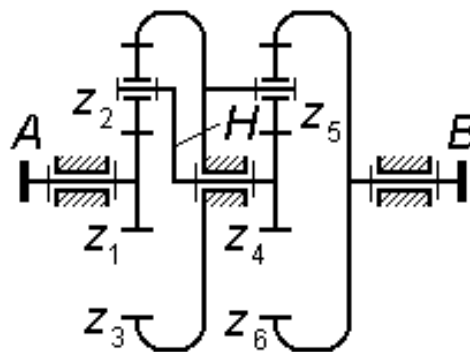


Рис. 1.1

Рассматриваемый механизм является комбинированным и состоит из последовательно соединенных планетарной ($z_1z_2z_3H$) и двух рядовых ступеней – (z_4z_5) и (z_5z_6).

Передаточное отношение редуктора

$$i_{AB} = i_{пл} i_{ряд} = i_{1H}^3 i_{46} = (1 - i_{13}^H) i_{46} = - \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \frac{z_6}{z_4}. \quad (1.2)$$

Определим верхний предел передаточного отношения редуктора, полагая

$$|i_{13}^H|_{\max} = |i_{46}|_{\max} = 5.$$

Согласно (1.2) получим

$$|i_{AB}|_{\max} = |(1 - (-5))(-5)| = 30.$$

Частота вращения выходного вала B редуктора

$$|n_B| = \frac{60}{t_{\text{ц}}} = \frac{60}{0.45} = 133.333 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения входного вала редуктора и вала электродвигателя

$$n_{\text{Э}} = n_A \leq |n_B| \cdot |i_{AB}|_{\max} = 133.333 \cdot 30 = 4000 \text{ об/мин.}$$

Из каталога электродвигателей [1] примем $n_{\text{Э}} = 2810$ об/мин. Тогда передаточное отношение редуктора

$$|i_{AB}| = \frac{n_{\text{Э}}}{|n_B|} = \frac{2810}{133.333} = 21.076.$$

В выражении (1.2) обозначим $\frac{z_3}{z_1} = \frac{z_6}{z_4} = x$, тогда получим квадратное уравнение вида $x^2 + x - |i_{AB}| = 0$, решение которого

$$x = -0.5 + \sqrt{0.5^2 + |i_{AB}|} = -0.5 + \sqrt{0.5^2 + 21.076} = 4.118.$$

Исходя из рекомендуемого диапазона приемлемых чисел зубьев $12 \leq z < 100$, подберем отношение двух целых чисел, значение которого близко к полученной десятичной дроби

$$x = \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_6}{z_4} = \frac{70}{17} = 4.118.$$

Из условия соосности

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{70 - 17}{2} = 26.5;$$

примем $z_2 = 27$.

Определим число сателлитов n_{w_2} .

Из условия соседства число сателлитов должно удовлетворять неравенству

$$n_{w_2} < \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}\right)} = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{27 + 2}{17 + 27}\right)} = 3.93.$$

Условие сборки требует целочисленности выражения

$$\frac{z_1 + z_3}{n_{w_2}} = \frac{17 + 70}{n_{w_2}} = \frac{87}{n_{w_2}},$$

тогда возможное число сателлитов $n_{w_2} = 3$.

Для рядовой кинематической цепи

$$z_4 = z_1 = 17; \quad z_5 = z_2 = 27; \quad z_6 = z_3 = 70 \text{ и } n_{w_5} = n_{w_2} = 3.$$

Фактическое передаточное отношение

$$i_{AB} = -\left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{z_6}{z_4} = -\left(1 + \frac{70}{17}\right) \cdot \frac{70}{17} = -21.0727;$$

фактическая частота вращения выходного вала B редуктора

$$n_B^\phi = \frac{n_\Xi}{i_{AB}} = \frac{2810}{-21.0727} = -133.348 \text{ об/мин.}$$

Отклонение фактической частоты вращения от требуемой

$$\Delta n_B = \left(\left| \frac{n_B^\phi}{n_B} \right| - 1 \right) \cdot 100\% = \left(\frac{133.348}{133.333} - 1 \right) \cdot 100\% = 0.01\%,$$

что меньше допускаемого отклонения $\Delta n_B = 2\%$.

1.2. Кинематический расчет редуктора

1.2.1. Частоты вращения звеньев

Частота вращения входного вала редуктора:

$$n_A = n_1 = n_\Xi = 2810 \text{ об/мин.}$$

Из выражения

$$i_{1H}^3 = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

найдем частоту вращения вала водила и колеса z_4 :

$$n_4 = n_H = \frac{n_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{2810}{1 + \frac{70}{17}} = 549.080 \text{ об/мин.}$$

Из формулы Виллиса

$$i_{12}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1}$$

найдем частоту вращения сателлита z_2 относительно водила H

$$n_{2H} = n_2 - n_H = -\frac{z_1}{z_2}(n_1 - n_H) = -\frac{17}{27}(2810 - 549.080) =$$

$$= -1423.542 \text{ об/мин}$$

и его абсолютную частоту

$$n_2 = n_{2H} + n_H = -1423.542 + 549.080 = -874.461 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения колеса z_5

$$n_5 = \frac{n_4}{i_{45}} = \frac{n_4}{\left(-\frac{z_5}{z_4}\right)} = \frac{549.080}{\left(-\frac{27}{17}\right)} = -345.717 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения выходного вала

$$n_B = n_6 = -133.348 \text{ об/мин.}$$

1.2.2. Угловые скорости звеньев

Угловые скорости звеньев, соответствующие найденным частотам вращения:

$$\omega_A = \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2810}{30} = 294.263 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_H = \omega_4 = \frac{\pi n_H}{30} = \frac{\pi \cdot 549.080}{30} = 57.500 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{2H} = \frac{\pi n_{2H}}{30} = \frac{\pi \cdot (-1423.542)}{30} = -149.073 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot (-874.461)}{30} = -91.573 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_5 = \frac{\pi n_5}{30} = \frac{\pi \cdot (-345.717)}{30} = -36.203 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_B = \omega_6 = \frac{\pi n_B}{30} = \frac{\pi \cdot (-133.348)}{30} = -13.962 \text{ с}^{-1}.$$

Распечатка результатов расчета зубчатого механизма по программе PLANET.PRJ

Кинематический и силовой анализ редуктора

Исходные данные:

Номер кинематической схемы редуктора

10

Время одного оборота выходного вала, с	0.450
Частота вращения входного вала редуктора, об/мин	2810
Момент сопротивления на выходном валу, Н·м (модуль)	58.333

Числа зубьев колес:	z1 = 17	z4 = 17
	z2 = 27	z5 = 27
	z3 = 70	z6 = 70

КПД кинематических пар: вращательных	0.990
внешних зацеплений	0.980
внутренних зацеплений	0.980

=====

Результаты расчета:

Передаточное отношение iAB	-21.0727
Фактическое время одного оборота выходного вала, с	0.4500
Погрешность Delta_tc, %	-0.0111
Фактическая частота вращения nB, об/мин	-133.3481
Погрешность Delta_nB, %	0.0111

=====

Частоты вращения звеньев, об/мин	Угловые скорости, рад/с
----------------------------------	-------------------------

nA = n1 = 2810.000	OmA = Om1 = 294.263
n2H = -1423.542	Om2H = -149.073
n2 = -874.461	Om2 = -91.573
n3 = 0	Om3 = 0
nH = n4 = 549.080	OmH = Om4 = 57.500
n5 = -345.717	Om5 = -36.203
n6 = nB = -133.348	Om6 = OmB = -13.964

=====

Значения вращающих моментов при ТВ = 58.333 Н·м
и мощностей (без учета трения) при nA = 2810.000 об/мин

С учетом трения	Без учета трения	Мощности, кВт
ТА = 3.124	2.768	0.815
T1 = 3.093	2.768	0.815
T3 = 12.109	11.398	0.000
T4 = 15.050	14.167	0.815
T6 = 58.922	58.333	-0.815
TH = -15.202	-14.167	-0.815
ТВ = 58.333	58.333	-0.815
Heta_AB = 0.886		1.000

1.3. Силовой расчет редуктора

Исходными данными для силового расчета являются результаты кинематического расчета редуктора и величина момента полезного сопротивления T_B на выходном валу редуктора, равная среднему значению движущего момента T_D на валу кривошипа рычажного механизма

$$T_D = T_{пс} \left(\psi_{раб}^\circ / 360^\circ \right) = 500 \cdot (42^\circ / 360) = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\psi_{раб}^\circ$ – угол качания кулисы, нагруженной моментом $T_{пс}$ (из задания на рычажный механизм).

Приняты следующие КПД кинематических пар: вращательной – $\eta_B = 0.99$, зацепления – $\eta_3 = 0.98$.

Целью расчета является определение энергетических и силовых соотношений редуктора.

1.3.1 Расчет с учетом потерь мощности на трение

Расчет с учетом потерь мощности на трение выполняем с помощью уравнений баланса мощностей и равновесия. Коэффициент полезного действия в уравнениях баланса мощностей является множителем при подводимой мощности, то есть при положительном слагаемом уравнения.

1) Уравнение энергетического баланса для выходного вала

$$\eta_{6B}(-T_6)\omega_6 + T_B\omega_B = 0. \quad (1.3)$$

Так как мощность $T_B\omega_B$, снимаемая с выходного вала, отрицательна и угловая скорость $\omega_B = -13.962 \text{ с}^{-1}$, то момент $T_B = T_D = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м}$ является положительным. Очевидно, что уравнение (1.3) справедливо только при $T_6 > 0$.

2) Уравнение баланса мощностей для рядовой кинематической цепи

$$\eta_{46}T_4\omega_4 + T_6\omega_6 = 0. \quad (1.4)$$

Так как в этом уравнении угловые скорости ω_4 и ω_6 имеют противоположные знаки, то моменты T_4 и T_6 будут одного знака, т.е. $T_4 > 0$.

3) Уравнение баланса мощностей для промежуточного вала

$$\eta_{H4}(-T_H)\omega_H + (-T_4)\omega_4 = 0. \quad (1.5)$$

Так как второе слагаемое – отрицательно, то первое – положительно, отсюда $T_H < 0$.

4) Для планетарной ступени:

уравнение баланса мощностей в обращенном движении

$$\eta_{13}^H T_1 (\omega_1 - \omega_H) + T_3 (\omega_3 - \omega_H) = 0;$$

уравнение равновесия

$$T_1 + T_H + T_3 = 0.$$

Так как в уравнении баланса мощностей знаки относительных скоростей разные, т.е. $(\omega_1 - \omega_H) > 0$ и $(\omega_3 - \omega_H) < 0$, то знаки моментов T_1 и T_3 должны быть одинаковыми. Из уравнения равновесия следует,

что при отрицательном моменте T_H моменты T_1 и T_3 – положительны. Тогда мощность $T_1 \cdot (\omega_1 - \omega_H) > 0$, и колесо z_1 в обращенном механизме является ведущим.

Уравнения, записанные для планетарной ступени, образуют систему, решение которой имеет вид

$$T_1 = -\frac{T_3}{i_{13}^H \eta_{13}^H} = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H \eta_{13}^H}. \quad (1.6)$$

5) Уравнение баланса мощностей для входного вала

$$\eta_{A1} T_A \omega_A + (-T_1) \omega_1 = 0. \quad (1.7)$$

Т.к. $\omega_A = \omega_1 > 0$, то второе слагаемое отрицательно, а первое – положительно, при этом $T_A > 0$, что подтверждает правильность определения знаков моментов.

б) Уравнение баланса мощностей для механизма

$$\eta_{AB} T_A \omega_A + T_B \omega_B = 0, \quad (1.8)$$

где η_{AB} – коэффициент полезного действия редуктора.

Определим по приведенным уравнениям моменты на звеньях механизма при заданном моменте T_B и коэффициентах полезного действия

$$\eta_{6B} = \eta_{H4} = \eta_{A1} = \eta_B = 0.99;$$

$$\eta_{13}^H = \eta_{46} = \eta_B \eta_3^2 = 0.99 \cdot 0.98^2.$$

Из уравнения (1.3) получим момент на колесе z_6

$$T_6 = \frac{T_B}{\eta_{6B}} = \frac{58.333}{0.99} = 58.922 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.4) найдем момент на колесе z_4 :

$$T_4 = -\frac{T_6}{\eta_{46} i_{46}} = -\frac{58.922}{(0.99 \cdot 0.98^2) \left(-\frac{70}{17}\right)} = 15.050 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.5) момент на водиле

$$T_H = -\frac{T_4}{\eta_{H4}} = -\frac{15.050}{0.99} = -15.202 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.6) для планетарной ступени получим: момент на колесе z_1 :

$$T_1 = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H \eta_{13}^H} = -\frac{-15.202}{1 - \left(-\frac{70}{17}\right)(0.99 \cdot 0.98^2)} = 3.093 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

момент на колесе z_3 :

$$T_3 = -T_1 i_{13}^H \eta_{13}^H = -3.093 \left(-\frac{70}{17}\right)(0.99 \cdot 0.98^2) = 12.109 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.7) найдем величину подводимого момента:

$$T_A = \frac{T_1}{\eta_{A1}} = \frac{3.093}{0.99} = 3.124 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.8) найдем коэффициент полезного действия редуктора:

$$\eta_{AB} = -\frac{T_B}{T_A i_{AB}} = -\frac{58.333}{3.124 (-21.0727)} = 0.886.$$

1.3.2 . Расчет без учета потерь мощности на трение

1) Определение моментов на звеньях механизма

Для расчета величин моментов воспользуемся формулами (1.3)...(1.7). Полагая $\eta_{6B} = \eta_{H4} = \eta_{A1} = \eta_{13}^H = \eta_{46} = 1$, получим:

$$T_6 = T_B = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = -\frac{T_6}{i_{46}} = -\frac{58.333}{-\frac{70}{17}} = 14.167 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_H = -T_4 = -14.167 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_1 = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H} = -\frac{-14.167}{1 - \left(-\frac{70}{17}\right)} = 2.768 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = -T_1 i_{13}^H = -2.768 \left(-\frac{70}{17}\right) = 11.398 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_A = T_1 = 2.768 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из формулы (1.8) определим КПД

$$\eta_{AB} = -\frac{T_B}{T_A i_{AB}} = -\frac{58.333}{2.768 (-21.0727)} = 1.0.$$

Величина $\eta_{AB} = 1.0$ подтверждает правильность расчета моментов.

В данном механизме замкнутая мощность отсутствует.

Мощности на звеньях:

$$P_1 = P_A = T_A \omega_A = 2.768 \cdot 294.263 = 0.815 \text{ кВт};$$

$$P_4 = -P_H = -T_H \omega_H = -(-14.167)57.500 = 0.815 \text{ кВт};$$

$$P_B = P_6 = T_6 \omega_6 = 58.333(-13.962) = -0.815 \text{ кВт}.$$

1) Силовой расчет методом окружных сил

В рассматриваемом примере числа зубьев колес z_2 и z_5 по условию соосности были получены дробными, а затем округлены до целых, поэтому для планетарной ступени межосевое расстояние $a_{w_{12}} = a_{w_{23}}$ следует вычислять по формулам

$$a_{w_{12}} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{12}}},$$

$$a_{w_{23}} = \frac{m(z_3 - z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{23}}}.$$

Примем $\alpha_{w_{12}} = \alpha$, получим

$$a_{w_{12}} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{5(17 + 27)}{2} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м},$$

$$a_{w_{23}} = a_{w_{12}} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м};$$

для рядовой ступени

$$a_{w_{45}} = a_{w_{56}} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м}.$$

Диаметры начальных окружностей для планетарной ступени

$$d_{w_1} = \frac{2a_{w_{12}} z_1}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 17}{17 + 27} = 85.0 \text{ мм} = 0.085 \text{ м};$$

$$d_{w_{21}} = \frac{2a_{w_{12}} z_2}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 27}{17 + 27} = 135.0 \text{ мм} = 0.135 \text{ м};$$

$$d_{w_{23}} = \frac{2a_{w_{23}} z_2}{z_3 - z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 27}{70 - 27} = 138.14 \text{ мм} = 0.138 \text{ м};$$

$$d_{w_3} = \frac{2a_{w_{23}} z_3}{z_3 - z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 70}{70 - 27} = 358.140 \text{ мм} = 0.358 \text{ м}.$$

Диаметры начальных окружностей для рядовой ступени

$$d_{w_4} = d_{w_1} = 0.085 \text{ м}; \quad d_{w_{54}} = d_{w_{21}} = 0.135 \text{ м}; \quad d_{w_{56}} = d_{w_{23}} = 0.138 \text{ м};$$

$$d_{w_6} = d_{w_3} = 0.358 \text{ м.}$$

Силовой расчет методом окружных сил проводим согласно схеме, изображенной на рис. 1.2.

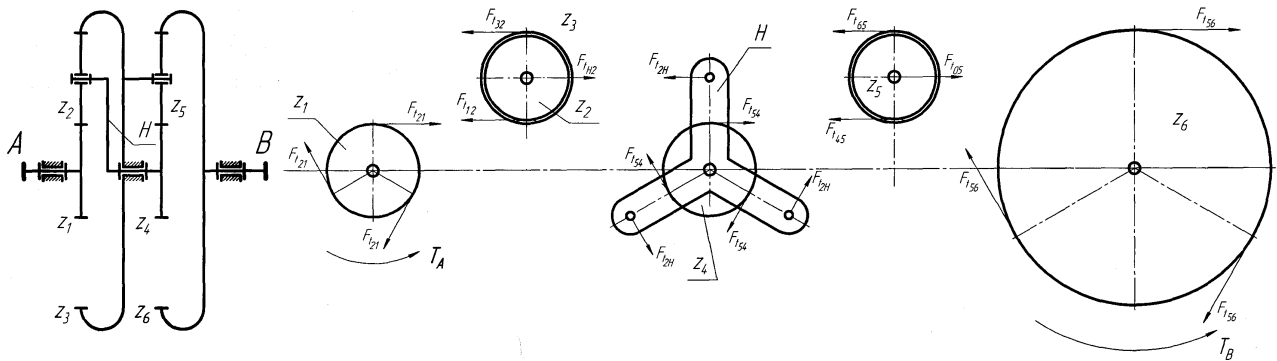


Рис. 1.2.

Для расчета величин окружных сил F_t в зацеплениях колес используем условия равновесия моментов всех внешних сил, действующих на каждое из звеньев механизма.

$$\text{Момент } T_6 = T_B = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

из уравнения моментов для колеса z_6

$$T_6 - n_{w_5} F_{t_{56}} \frac{d_{w_6}}{2} = 0$$

окружное усилие:

$$F_{t_{56}} = \frac{2T_6}{n_{w_5} d_{w_6}} = \frac{2 \cdot 58.333}{3 \cdot 0.358} = 108.585 \text{ Н.}$$

Для связанного колеса z_5 из уравнения моментов:

$$F_{t_{45}} \frac{d_{w_{45}}}{2} - F_{t_{65}} \frac{d_{w_{65}}}{2} = 0,$$

получим

$$F_{t_{45}} = F_{t_{65}} \frac{d_{w_{65}}}{d_{w_{45}}} = 108.585 \cdot \frac{0.138}{0.135} = 111.110 \text{ Н.}$$

Из уравнения моментов для узла водила H с колесом z_4

$$n_{w_2} F_{t_{2H}} a_{w_{12}} - n_{w_5} F_{t_{54}} \frac{d_{w_4}}{2} = 0$$

получим:

$$F_{t_{2H}} = F_{t_{54}} \frac{d_{w_4}}{2 a_{w_{12}}} = 111.110 \cdot \frac{0.085}{2 \cdot 0.110} = 42.929 \text{ Н.}$$

Для сателлита z_2 из уравнения моментов:

$$F_{t_{12}} \frac{d_{w_{21}} + d_{w_{23}}}{2} - F_{t_{H2}} \frac{d_{w_{23}}}{2} = 0$$

получим

$$F_{t_{12}} = F_{t_{H2}} \frac{d_{w_{23}}}{d_{w_{21}} + d_{w_{23}}} = 42.929 \frac{0.138}{0.135 + 0.138} = 21.711 \text{ Н;}$$

тогда

$$F_{t_{32}} = F_{t_{H2}} - F_{t_{12}} = 42.929 - 21.711 = 21.218 \text{ Н.}$$

Из уравнения моментов для колеса z_1 получим момент на входном валу

$$T_A = T_1 = n_{w_2} \cdot F_{t_{21}} \frac{d_{w_1}}{2} = 3 \cdot 21.711 \frac{0.085}{2} = 2.768 \text{ Н·м,}$$

что совпадает с величиной этого момента, рассчитанного выше с помощью уравнений баланса мощностей.

Распечатка результатов расчета зубчатого механизма по программе FORCE

Силовой анализ зубчатого редуктора по схеме 10
методом окружных сил

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Модуль, мм	:	m =	5.000.
Числа зубьев колес планетарной ступени	:	z1 =	17;
		z2 =	27;
		z3 =	70.
Число сателлитов в планетарной ступени	:	nW2 =	3.
Числа зубьев колес рядовой цепи	:	z4 =	17;
		z5 =	27;
		z6 =	70.
Число связанных колес z5 в рядовой цепи	:	nW5 =	3.
Момент сопротивления на выходном валу, Н·м:		TВ =	58.333.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Передаточное отношение редуктора	:	iAB =	-21.073.
Радиус водила планетарной ступени, мм	:	rH =	110.000.
Диаметры начальных окружностей колес, мм	:	dw1 =	85.000;
		dw21 =	135.000;
		dw23 =	135.000;
		dw3 =	358.140.
Межосевое расст. в ряд. цепи z4z5z6, мм	:	aw45 =	110.000.
Диаметры начальных окружностей колес, мм	:	dw4 =	85.000;
		dw54 =	135.000;
		dw56 =	138.140;
		dw6 =	358.140.

Окружные силы в кинематических парах, Н	: Ft56 =	108.585;
	Ft45 =	111.110;
	Ft0 =	219.696;
	FtH =	42.929;
	Ft32 =	21.218;
	Ft12 =	21.711.

Движущий момент на входном валу, Н·м : TA = 2.768.

1.4. Геометрический синтез зубчатой пары

Исходные данные:

Модуль $m = 5$ мм; числа зубьев колес $z_1 = 17, z_2 = 27$; параметры исходного контура:

угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$,
 коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1.00$,
 коэффициент радиального зазора $c^* = 0.25$,
 коэффициент граничной высоты $h_f^* = 2.00$.

Условие проектирования зубчатой пары – наибольшая износостойкость передачи.

1.4.1. Предварительный выбор коэффициентов смещения колес

По блокирующему контуру [2] выбираем коэффициенты смещения $x_1 = 0.64, x_2 = 0.68$, соответствующие точке пересечения линии выровненных удельных скольжений $\theta_{p_1} = \theta_{p_2}$ с изолинией коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1.2$ (точка A на рис. 1.3). В этой точке значения удельных скольжений будут равными и по абсолютной величине наименьшими из всех возможных в пределах блокирующего контура, что соответствует наибольшей износостойкости передачи.

Определим предварительное значение угла зацепления; инволюта этого угла

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha = \frac{2(0.64 + 0.68)}{17 + 27} \text{tg } 20^\circ + \text{inv } 20^\circ = 0.036743,$$

отсюда угол зацепления $\alpha_w = 26.6542^\circ$.

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{5(17 + 27) \cos 20^\circ}{2 \cos 26.6542^\circ} = 115.6570 \text{ мм.}$$

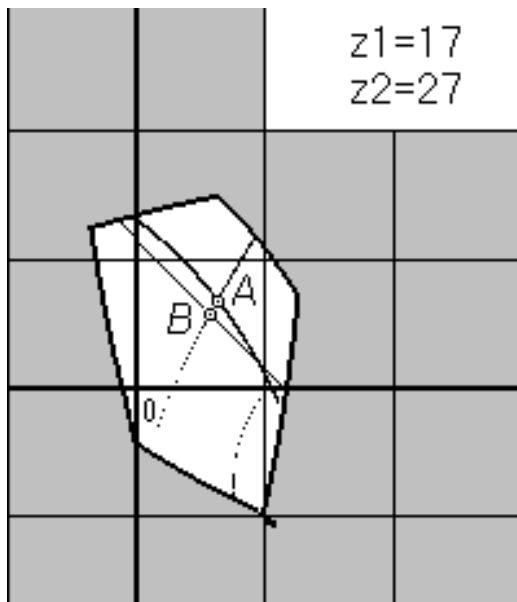


Рис. 1.3 Блокирующий контур

1.4.2. Округление межосевого расстояния и уточнение коэффициентов смещения

Округлим предварительное межосевое расстояние до ближайшего целого в большую или меньшую сторону так, чтобы после расчета уточненных коэффициентов смещения новая точка блокирующего контура не оказалась за его пределами. Примем $a_w = 115.0$ мм.

Уточним величину угла зацепления

$$\alpha_w = \arccos \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cdot a_w} = \arccos \frac{5(17 + 27) \cos 20^\circ}{2 \cdot 115.0} = 25.9945^\circ.$$

Уточненный коэффициент суммы смещений

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(17 + 27)(\operatorname{inv} 25.9945^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ)}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} = 1.1496.$$

Назначим новые коэффициенты смещения, соответствующие точке пересечения линии $x_\Sigma = 1.1496 = \operatorname{const}$ с изолинией выровненных удельных скольжений (точка B на рис. 1.3):

$$x_1 = 0.5748, \quad x_2 = 0.5748.$$

Для помощи в выборе коэффициентов смещения и их уточнения была использована программа Project1.

1.4.3 . Основные геометрические размеры колес передачи

Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w_1} = 2a_w \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 115.0 \cdot \frac{17}{17 + 27} = 88.8636 \text{ мм};$$

$$d_{w_2} = 2a_w \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 115.0 \cdot \frac{27}{17 + 27} = 141.1364 \text{ мм}.$$

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m z_1 = 5 \cdot 17 = 85.0 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 5 \cdot 43 = 135.0 \text{ мм}.$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha = 85.0 \cdot \cos 20^\circ = 79.8739 \text{ мм};$$

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha = 135.0 \cdot \cos 20^\circ = 126.8585 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$\begin{aligned} d_{f_1} &= m(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1) = \\ &= 5(17 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0.25 + 2 \cdot 0.5748) = 78.2482 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f_2} &= m(z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2) = \\ &= 5(27 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0.25 + 2 \cdot 0.5748) = 128.2482 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = 2a_w - d_{f_2} - 2c^* m = 2 \cdot 115.0 - 128.2482 - 2 \cdot 0.25 \cdot 5 = 99.2518 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = 2a_w - d_{f_1} - 2c^* m = 2 \cdot 115.0 - 78.2482 - 2 \cdot 0.25 \cdot 5 = 149.2518 \text{ мм}.$$

Округлим значения диаметров окружностей вершин в меньшую сторону до одного знака после запятой, получим

$$d_{a_1} = 99.2 \text{ мм}; \quad d_{a_2} = 149.2 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по дугам делительных окружностей:

$$S_1 = m(0.5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha) = 5(0.5\pi + 2 \cdot 0.5748 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 9.9461 \text{ мм};$$

$$S_2 = m(0.5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha) = 5(0.5\pi + 2 \cdot 0.5748 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 9.9461 \text{ мм}.$$

Основной шаг

$$p_b = \pi m \cos \alpha = \pi \cdot 5 \cdot \cos 20^\circ = 14.7607 \text{ мм}.$$

1.4.4 .Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

Углы профиля на окружностях вершин

$$\alpha_{a_1} = \arccos\left(\frac{d_{b_1}}{d_{a_1}}\right) = \arccos\left(\frac{79.8739}{99.2}\right) = 36.3723^\circ,$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos\left(\frac{d_{b_2}}{d_{a_2}}\right) = \arccos\left(\frac{126.8585}{149.2}\right) = 31.7603^\circ.$$

1) Толщина зуба на окружности вершин:

$$\begin{aligned} S_{a_1} &= d_{a_1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a_1} \right) = \\ &= 99.2 \left(\frac{9.9461}{85.0} + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 36.3723^\circ \right) = 2.9974 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{a_2} &= d_{a_2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a_2} \right) = \\ &= 149.2 \left(\frac{9.9461}{135.0} + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 31.7603^\circ \right) = 3.5561 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Заострение зубьев отсутствует, поскольку значения толщин зубьев на окружности вершин превышают минимально допустимую величину, равную $0.25m = 0.25 \cdot 5 = 1.25 \text{ мм}$.

2) Тангенсы углов профиля в нижних граничных точках

$$\operatorname{tg} \alpha_{l_1} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_l^* - h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{4(2 - 1 - 0.5748)}{17 \sin(2 \cdot 20^\circ)} = 0.2083;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{l_2} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_l^* - h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha} = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{4(2 - 1 - 0.5748)}{27 \sin(2 \cdot 20^\circ)} = 0.2660.$$

Подрезание зубьев отсутствует, поскольку углы α_{l_1} и α_{l_2} положительны.

3) Тангенсы углов давления в нижних точках активного профиля

$$\begin{aligned}\operatorname{tg}\alpha_{p_1} &= \frac{z_1 + z_2}{z_1} \operatorname{tg}\alpha_w - \frac{z_2}{z_1} \operatorname{tg}\alpha_{a_2} = \\ &= \frac{17 + 27}{17} \operatorname{tg} 25.9945^\circ - \frac{27}{17} \operatorname{tg} 31.7603^\circ = 0.2788;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\operatorname{tg}\alpha_{p_2} &= \frac{z_1 + z_2}{z_2} \operatorname{tg}\alpha_w - \frac{z_1}{z_2} \operatorname{tg}\alpha_{a_1} = \\ &= \frac{17 + 27}{27} \operatorname{tg} 25.9945^\circ - \frac{17}{27} \operatorname{tg} 36.3723^\circ = 0.3309.\end{aligned}$$

Интерференция зубьев в зацеплении отсутствует, поскольку $(\operatorname{tg}\alpha_{p_1} = 0.2788) > (\operatorname{tg}\alpha_{l_1} = 0.2083)$ и $(\operatorname{tg}\alpha_{p_2} = 0.3309) > (\operatorname{tg}\alpha_{l_2} = 0.2660)$.

4) Коэффициент перекрытия

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a_1} + z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg}\alpha_w}{2\pi} = \\ &= \frac{17 \operatorname{tg} 36.3723^\circ + 27 \cdot 31.7603^\circ - (17 + 27) \operatorname{tg} 25.9945^\circ}{2\pi} = 1,2383.\end{aligned}$$

Величина коэффициента перекрытия достаточна для нормальной работы зацепления, поскольку она больше минимально допустимого значения $[\varepsilon_\alpha] = 1,2$.

5) Удельные скольжения в нижних точках активного профиля зубьев:

$$\theta_{p_1} = -\frac{(z_1 + z_2) (\operatorname{tg}\alpha_{a_2} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \operatorname{tg}\alpha_w - z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a_2}} = \frac{(17 + 27) (\operatorname{tg} 31.7603^\circ - \operatorname{tg} 25.9945^\circ)}{(17 + 27) \operatorname{tg} 25.9945^\circ - 27 \operatorname{tg} 31.7603^\circ} = -1.2202.$$

$$\theta_{p_2} = -\frac{(z_1 + z_2) (\operatorname{tg}\alpha_{a_1} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \operatorname{tg}\alpha_w - z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a_1}} = \frac{(17 + 27) (\operatorname{tg} 36.3723^\circ - \operatorname{tg} 25.9945^\circ)}{(17 + 27) \operatorname{tg} 25.9945^\circ - 17 \operatorname{tg} 36.3723^\circ} = -1.2258.$$

Расхождение величин θ_{p_1} и θ_{p_2} составляет

$$\Delta\theta = 2 \left| \frac{\theta_{p_1} - \theta_{p_2}}{\theta_{p_1} + \theta_{p_2}} \right| 100\% = 2 \left| \frac{-1.2202 - (-1.2258)}{-1.2202 - 1.2258} \right| 100\% = 0.23\%,$$

что подтверждает правильность выбора коэффициентов смещения колес.

1.4.5 . Расчет измерительных размеров

Для контроля коэффициентов смещения x_1 и x_2 при изготовлении колёс используем длину общей нормали W .

Число зубьев z_w в длине общей нормали выбираем согласно неравенству

$$\frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_l - \frac{S}{mz} - \operatorname{inv} \alpha \right) < (z_w - 1) < \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_a - \frac{S}{mz} - \operatorname{inv} \alpha \right),$$

соблюдение которого обеспечивает расположение точки контакта измерительного инструмента с поверхностью зуба в пределах высоты эвольвентного участка.

Для колеса z_1

$$\frac{17}{\pi} \left(0.2083 - \frac{9.9461}{5 \cdot 17} - \operatorname{inv} 20^\circ \right) < (z_{w_1} - 1) < \frac{17}{\pi} \left(\operatorname{tg} 36.3723^\circ - \frac{9.9461}{5 \cdot 17} - \operatorname{inv} 20^\circ \right),$$

получим $1.41 < z_{w_1} < 4.27$. Примем $z_{w_1} = 3$.

Длина общей нормали для колеса z_1

$$W_1 = m \cos \alpha (\pi (z_{w_1} - 0.5) + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 \operatorname{inv} \alpha) = \\ = 5 \cos 20^\circ (\pi (3 - 0.5) + 2 \cdot 0.5748 \operatorname{tg} 20^\circ + 17 \operatorname{inv} 20^\circ) = 40.0580 \cdot \text{мм}.$$

Для колеса z_2

$$\frac{27}{\pi} \left(0.2660 - \frac{9.9462}{5 \cdot 27} - \operatorname{inv} 20^\circ \right) < (z_{w_2} - 1) < \frac{27}{\pi} \left(\operatorname{tg} 31.7603^\circ - \frac{9.9462}{5 \cdot 27} - \operatorname{inv} 20^\circ \right),$$

получим $2.52 < z_{w_2} < 5.56$. Примем $z_{w_2} = 4$.

Длина общей нормали для колеса z_2

$$W_2 = m \cos \alpha (\pi (z_{w_2} - 0.5) + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2 \operatorname{inv} \alpha) = \\ = 5 \cos 20^\circ (\pi (4 - 0.5) + 2 \cdot 0.5748 \operatorname{tg} 20^\circ + 27 \operatorname{inv} 20^\circ) = 55.5191 \text{ мм}.$$

Результаты геометрического расчета зубчатой передачи по программе GEAR

Студент - фамилия не указана, группа - нет

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Модуль, мм		$m =$	5.0000	
Числа зубьев колес	$z_1 =$	17	$z_2 =$	27
Коэффициенты смещения	$x_1 =$	0.5748	$x_2 =$	0.5748

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Угол зацепления, градусы	$\angle AW =$	25.9945
Межосевое расстояние, мм	$AW =$	115.0000

Основной шаг, мм PV = 14.7607
 Коэффициент перекрытия EPS = 1.2383

ПАРАМЕТРЫ КОЛЕС

Число зубьев	17	27
Коэффициент смещения	0.5748	0.5748
Делительная толщина зуба, мм	9.9461	9.9462
Делительный диаметр, мм	85.0000	135.0000
Основной диаметр, мм	79.8739	126.8585
Начальный диаметр, мм	88.8636	141.1364
Диаметр впадин, мм	78.2480	128.2483
Диаметр вершин, мм	99.2000	149.2000
Высота зуба, мм	10.4760	10.4758
Радиальный зазор у впадины, мм	1.2760	1.2758
Толщина зуба по дуге окружности вершин, мм	2.9974	3.5561
Тангенс угла профиля в нижней граничной точке эвольвенты	0.2083	0.2660
Тангенс угла профиля в нижней точке активного профиля	0.2788	0.3309
Удельное скольжение	-1.2202	-1.2258

Измерительные размеры

Длина общей нормали, мм	40.0580	55.5191
Число зубьев в длине общей нормали	3	4

Профили зубьев (высота до хорды от вершины зуба <hy> и размер полухорды <sy/2>)

NN	Колесо z1		Колесо z2	
	hy	sy/2	hy	sy/2
1	11.1422	7.1890	10.9094	7.4444
2	11.0888	6.8975	10.8746	7.1405
3	10.7613	6.1148	10.6078	6.3557
4	10.2687	5.6276	10.1683	5.8505
5	9.7754	5.3764	9.7259	5.5772
6	9.3680	5.2734	9.3732	5.4530
7	9.1445	5.2471	9.1890	5.4127
8	7.5054	4.9883	7.5781	5.0498
9	5.9085	4.5341	5.9988	4.5669
10	4.3597	3.9355	4.4527	3.9860
11	2.8617	3.2191	2.9408	3.3213
12	1.4157	2.4024	1.4635	2.5827
13	0.0226	1.4985	0.0212	1.7779
14	0.0057	0.7493	0.0053	0.8890
15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Примечание: точки 1 и 2 – окружность впадин, 2..7 – переходная кривая, 7..13 – эвольвента, 13..15 – окружность вершин. Точки 1 и 15 принадлежат осям симметрии впадины и зуба.

1.4.6 Картина зацепления

По вычисленным геометрическим размерам на листе формата А1 в масштабе 9:1 выполнен чертеж картины зацепления.

На чертеже показаны зоны однопарной и двухпарной работы зубьев; для этого на линии зацепления и на профилях сопряженных зубьев проставлены точки P_1 , P_2 , U_1 , U_2 .

Точность графических построений проверена по взаимному расположению начальных окружностей (они касаются друг друга в полюсе П) и линий зацепления (общие касательные к основным окружностям пересекаются в полюсе). Кроме того, на чертеже измерены радиальные зазоры c_1 и c_2 , основной шаг p_b , длины общих нормалей W_1 и W_2 , длина активной линии зацепления P_1P_2 , по величине которой рассчитан коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha^{\text{черт}} = \frac{P_1P_2}{p_b}$.

Результаты проверки сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

Параметр		Размер на чертеже в мм	Величина параметра		Погрешность, %
Наименование	Обозначение		с чертежа	по расчету	
Радиальный зазор	c_1	11.5	1.28	1.2760	0.16
	c_2	11.5	1.28	1.2758	0.17
Высота зуба	h_1	94.5	10.50	10.4760	0.23
	h_2	94.5	10.50	10.4758	0.23
Длина общей нормали	W_1	360.0	40.00	40.0580	0.14
	W_2	499.0	55.44	55.5190	0.14
Основной шаг	p_b	133.0	14.78	14.7607	0.13
Активная линия зацепления	P_1P_2	165.0	18.33	–	–
Коэффициент перекрытия	ε_α	–	1.24	1.2383	0.14

Расхождение параметров не превышает допустимую погрешность 2%.

2. РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

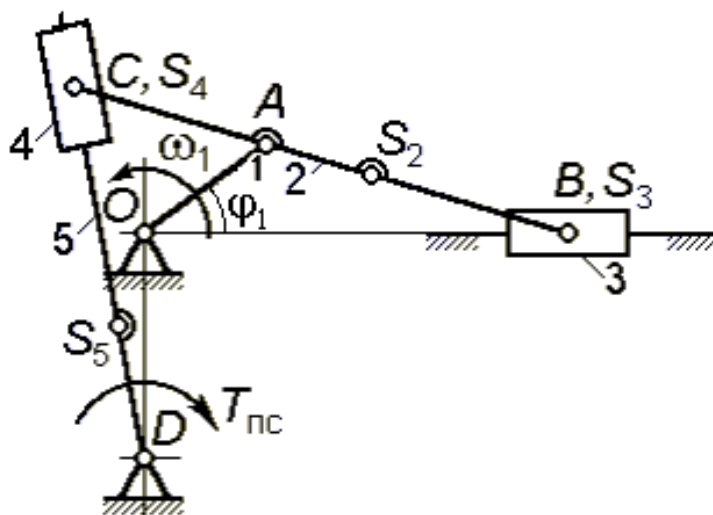


Рис. 2.1. Схема рычажного механизма

Исходные данные:

- кинематическая схема и параметры звеньев механизма:

длина кривошипа $OA = 0.35$ м;

размер $AC = 0.45$ м;

угол качания кулисы $\psi = 42^\circ$;

остальные размеры заданы соотношениями

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA; AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB; DS_5 = (0.35 \dots 0.45) CD_{\max};$$

- угловая скорость кривошипа $\omega_1 = 13.962 \text{ c}^{-1}$ (получена из расчета зубчатого механизма как угловая скорость выходного вала редуктора);

- момент полезного сопротивления $T_{\text{пс}} = 500$ Н·м.

Требуется подобрать размер OD , обеспечивающий угол качания кулисы $\psi = 42^\circ \pm 2^\circ$, выполнить кинематический и силовой расчеты для одного положения механизма, а также динамический анализ механизма.

2.1. Подбор заданных размеров механизма

Размер AB находим из соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA = (2.8 \dots 3.2) \cdot 0.35 = 0.98 \dots 1.12 \text{ м};$$

примем $AB = 1.05$ м.

Из заданных соотношений находим:

$$AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB = (0.25 \dots 0.35) \cdot 1.05 = 0.26 \dots 0.37 \text{ м};$$

примем $AS_2 = 0.3$ м.

Для нахождения размера OD используем графический метод [3]. Построив траекторию точки C шатуна и вписав её в заданный угол ψ , получим $OD = 1$ м (рис. 2.2).

При этом обеспечивается угол качания кулисы $\psi = 41.57^\circ$, размер $CD_{\max} = 1.57$ м.

$$DS_5 = (0.35 \dots 0.45) CD_{\max} = (0.35 \dots 0.45) \cdot 1.57 = 0.55 \dots 0.71 \text{ м,}$$

примем $DS_5 = 0.6$ м.

Для компьютерной среды САМАС потребуются следующие размеры

$$BS_2 = AB - AS_2 = 1.05 - 0.3 = 0.75 \text{ м,}$$

$$S_2C = AC + AS_2 = 0.45 + 0.3 = 0.75 \text{ м.}$$

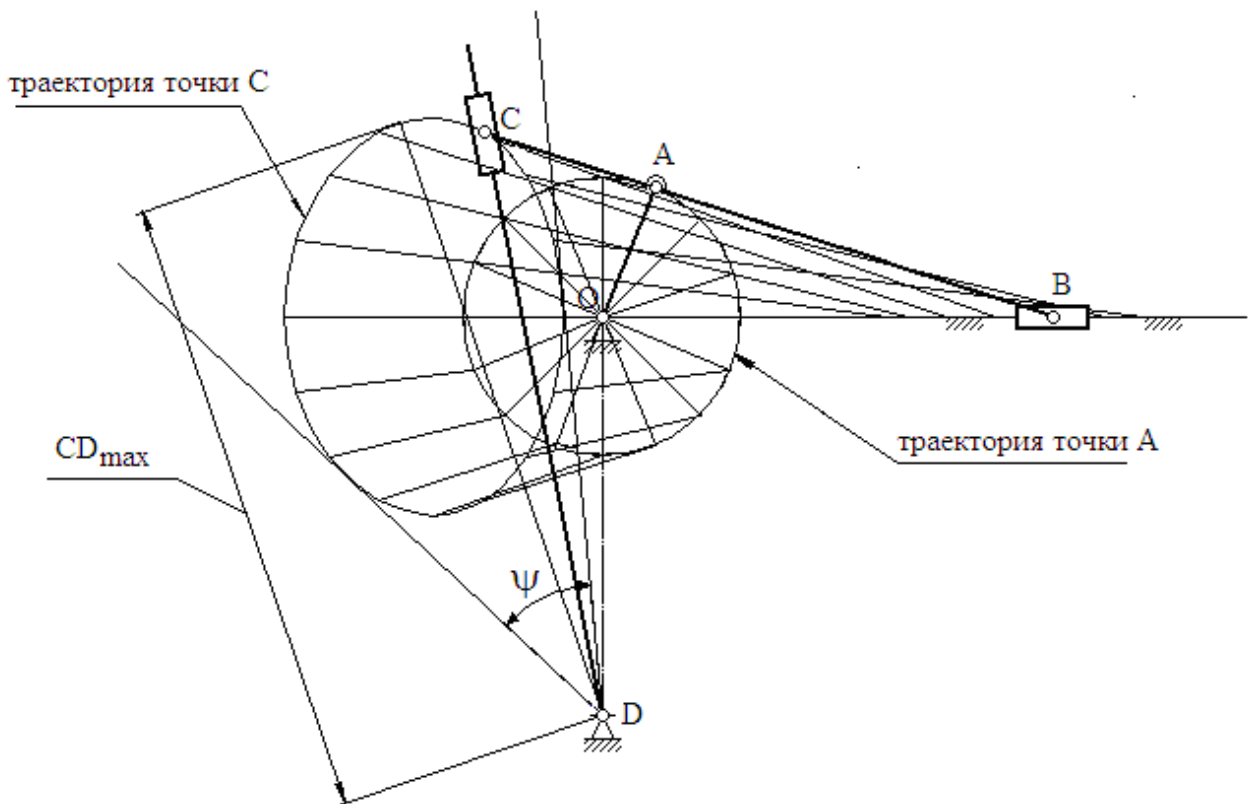


Рис. 2.2. Подбор размера OD

2.2. Кинематический анализ рычажного механизма

2.2.1. Структурный анализ механизма

Степень подвижности механизма определим по формуле Чебышева:

$$W = 3n - p_4 - 2p_5, \quad (2.1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_4 – число кинематических пар 4 класса;

p_5 – число кинематических пар 5 класса; получим

$$W = 3 \cdot 5 - 0 - 2 \cdot 7 = 1.$$

За начальное звено принимаем кривошип OA , так как для него задан закон движения. Формула строения механизма в этом случае:

$$[1,6] \leftarrow (2,3) \leftarrow (4,5), \quad (2.2)$$

где $[1,6]$ – начальный механизм I класса;

$(2,3)$ – структурная группа II класса 2 вида;

$(4,5)$ – структурная группа II класса 3 вида.

Таким образом, данный механизм является механизмом второго класса.

2.2.2. Построение заданного положения механизма

Примем масштаб изображения механизма на чертеже $k_l = 0.01 \text{ м} \cdot \text{мм}^{-1}$. Отрезки на чертеже будем обозначать со знаком “ \sim ”.

Длины звеньев на чертеже:

$$\sim OA = 35 \text{ мм}; \quad \sim AS_2 = 30 \text{ мм}; \quad \sim AC = 45 \text{ мм};$$

$$\sim DS_5 = 60 \text{ мм}; \quad \sim AB = 105 \text{ мм}; \quad \sim OD = 100 \text{ мм}.$$

Текущее значение размера CD , соответствующее заданной угловой координате кривошипа $\varphi_1 = 45^\circ$, определено построением:

$$\sim CD = CD \cdot k_l = 136.7 \cdot 0.01 = 1.367 \text{ м}.$$

2.2.3. Построение плана скоростей

Кинематический анализ механизма выполняем для заданного положения механизма в порядке присоединения структурных групп согласно формуле (2.2).

Начальный механизм [1,6]

Скорость точки A

$$V_A = \omega_1 OA = 13.962 \cdot 0.35 = 4.887 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}. \quad (2.3)$$

Примем масштабный коэффициент плана скоростей

$$k_v = 0.05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{мм}^{-1}.$$

Вектор \bar{V}_A направлен из полюса плана скоростей p_v перпендикулярно кривошпицу OA в сторону его вращения; конец этого вектора на плане скоростей – точка a . Длина вектора \bar{V}_A на плане

$$p_v a = \frac{V_A}{k_v} = \frac{4.887}{0.05} = 97.7 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

Группа (2,3)

Скорость точки B :

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}; \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{B_6} + \bar{V}_{BB_6}. \end{cases} \quad (2.5)$$

В первом уравнении вектор \bar{V}_{BA} направлен перпендикулярно AB . Точка B_6 неподвижна ($\bar{V}_{B_6} = 0$) и конец вектора \bar{V}_{B_6} (точка b_6) совпадает с полюсом плана скоростей. Вектор \bar{V}_{BB_6} направлен параллельно направляющей.

В результате построения находим точку b – конец вектора \bar{V}_B :

$$V_B = p_v b \cdot k_v = 85.9 \cdot 0.05 = 4.293 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{BA} = ba \cdot k_v = 71.1 \cdot 0.05 = 3.556 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

В этих формулах $p_v b$ и ba – длины (в миллиметрах) отрезков плана скоростей.

Угловая скорость звена механизма определяется по параметрам относительной скорости любых двух точек, принадлежащих этому звену.

Угловая скорость звена 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB} = \frac{3.556}{1.05} = 3.386 \text{ с}^{-1}.$$

Скорости точек C и S_2 могут быть определены методом подобия, согласно которому точки, принадлежащие одному звену, образуют на плане механизма и на плане скоростей подобные фигуры, в данном случае – отрезки. Таким образом, из подобия отрезков имеем:

$$ac = ab \frac{AC}{AB} = 71 \cdot \frac{0.45}{1.05} = 30.43 \text{ мм.} \quad (2.6)$$

$$bs_2 = ab \frac{BS_2}{AB} = 71 \cdot \frac{0.75}{1.05} = 50.71 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Из плана скоростей найдем

$$V_C = p_v c \cdot k_v = 116.5 \cdot 0.05 = 5.827 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{S_2} = p_v s_2 \cdot k_v = 88.9 \cdot 0.05 = 4.443 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Группа (4,5)

Скорость точки C_5 :

$$\begin{cases} \bar{V}_{C_5} = \bar{V}_C + \bar{V}_{C_5C}; \\ \bar{V}_{C_5} = \bar{V}_D + \bar{V}_{C_5D}. \end{cases} \quad (2.8)$$

В первом уравнении вектор \bar{V}_{C_5C} направлен параллельно CD . Точка D неподвижна ($\bar{V}_D=0$) и конец вектора \bar{V}_D (точка d) совпадает с полюсом плана скоростей. Вектор \bar{V}_{C_5D} направлен перпендикулярно CD .

Из плана получим:

$$V_{C_5} = p_v c_5 \cdot k_v = 47.6 \cdot 0.05 = 2.381 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{C_5C} = c_5 c \cdot k_v = 106.4 \cdot 0.05 = 5.318 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Угловая скорость звеньев 4 и 5:

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{C_5D}}{CD} = \frac{2.381}{1.367} = 1.741 \text{ с}^{-1}.$$

Скорость точки S_5 определим методом подобия:

$$ds_5 = dc_5 \frac{DS_5}{CD} = 47.6 \cdot \frac{0.6}{1.367} = 20.9 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Скорость точки S_5 :

$$V_{S_5} = p_v s_5 \cdot k_v = 20.9 \cdot 0.05 = 1.045 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

2.2.4. Построение плана ускорений

Начальный механизм [1,6]

Ускорение точки A

$$W_A = \omega_1^2 OA = 13.962^2 \cdot 0.35 = 68.228 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Примем масштабный коэффициент плана ускорений

$$k_w = 0.5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{мм}^{-1}.$$

Вектор \overline{W}_A направлен параллельно звену OA от точки A к точке O , откладываем этот вектор из полюса плана ускорений p_w ; отрезок на плане ускорений

$$p_w a = \frac{W_A}{k_w} = \frac{68.228}{0.5} = 136.5 \text{ мм};$$

конец вектора \overline{W}_A – точка a .

Группа (2,3)

Ускорение точки B

$$\begin{cases} \overline{W}_B = \overline{W}_A + \overline{W}_{BA}^n + \overline{W}_{BA}^t; \\ \overline{W}_B = \overline{W}_{B_6} + \overline{W}_{BB_6}^k + \overline{W}_{BB_6}^r. \end{cases} \quad (2.10)$$

Вектор тангенциального ускорения \overline{W}_{BA}^t и вектор относительного ускорения $\overline{W}_{BB_6}^r$ направлены параллельно векторам скоростей с одноименными нижними индексами; их длины определяются построением; остальные векторы правой части уравнений (2.10) также известны по направлению и могут быть найдены по величине.

Так как точка B_6 принадлежит неподвижной направляющей, то её ускорение $\overline{W}_{B_6} = 0$, угловая скорость ω_6 также равна нулю, и ускорение Кориолиса

$$\overline{W}_{BB_6}^k = 2\omega_6 V_{BB_6} = 0.$$

Вектор нормального ускорения \overline{W}_{BA}^n направлен параллельно звену AB от точки B к точке A и имеет начало в точке a плана ускорений; его величина

$$W_{BA}^n = \omega_2^2 AB = 3.386^2 \cdot 1.05 = 12.04 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

отрезок ba^n на плане ускорений

$$ba^n = \frac{W_{BA}^n}{k_w} = \frac{12.04}{0.5} = 24.1 \text{ мм}.$$

Совмещая начало вектора \overline{W}_{BA}^n с точкой a на плане ускорений, а начало вектора $\overline{W}_{BB_6}^r$ с полюсом плана ускорений и проведя линии действия векторов $\overline{W}_{BB_6}^r$ и \overline{W}_{BA}^n , получим в месте их пересечения точку b .

Ускорение \overline{W}_B найдем, соединив точку b с полюсом плана ускорений; его величина

$$W_B = p_w b \cdot k_w = 97.9 \cdot 0.5 = 48.95 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

тангенциальное ускорение

$$W_{BA}^t = ba^t \cdot k_w = 93.5 \cdot 0.5 = 46.75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Угловое ускорение звена механизма определяется по параметрам тангенциальной составляющей относительного ускорения двух любых точек, принадлежащих этому звену.

Угловое ускорение звена 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^t}{BA} = \frac{46.75}{1.05} = 44.50 \text{ с}^{-2}.$$

Ускорения точек S_2 и C определим методом подобия; из соотношений (2.6) и (2.7) получим

$$ac = ab \frac{AC}{AB} = 96.5 \cdot \frac{0.45}{1.05} = 41.4 \text{ мм};$$

$$bs_2 = ab \frac{BS_2}{AB} = 96.5 \cdot \frac{0.75}{1.05} = 68.9 \text{ мм}.$$

Из плана найдем ускорения

$$W_C = p_w c \cdot k_w = 167.9 \cdot 0.5 = 83.95 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

$$W_{S_2} = p_w s_2 \cdot k_w = 118.9 \cdot 0.5 = 59.45 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Группа (4,5)

Ускорение точки C_5 :

$$\begin{cases} \overline{W}_{C_5} = \overline{W}_C + \overline{W}_{C_5C}^k + \overline{W}_{C_5C}^r; \\ \overline{W}_{C_5} = \overline{W}_D + \overline{W}_{C_5D}^n + \overline{W}_{C_5D}^t. \end{cases} \quad (2.11)$$

Вектор тангенциального ускорения $\overline{W}_{C_5D}^t$ и вектор относительного ускорения $\overline{W}_{C_5C}^r$ направлены параллельно векторам скоростей с одинаковыми нижними индексами; их длины определяются построением; остальные векторы правой части уравнений (2.11) также известны по направлению и могут быть найдены по величине.

Ускорение Кориолиса

$$W_{C_5C}^k = 2\omega_5 V_{C_5C} = 2 \cdot 1.741 \cdot 5.318 = 18.519 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

отрезок на плане ускорений

$$c_5 c^k = \frac{W_{C_5C}^k}{k_w} = \frac{18.519}{0.5} = 37.0 \text{ мм.}$$

Направление ускорения $\overline{W}_{C_5C}^k$ совпадает с направлением вектора \overline{V}_{C_5C} после его поворота в сторону вращения звена 5 на 90° .

Нормальное ускорение

$$W_{C_5D}^n = \omega_5^2 CD = 1.741^2 \cdot 1.367 = 4.143 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

величина отрезка $c_5 d^n$ на плане ускорений

$$c_5 d^n = \frac{W_{C_5D}^n}{k_w} = \frac{4.143}{0.5} = 8.3 \text{ мм.}$$

Вектор $\overline{W}_{C_5D}^n$ направлен параллельно CD от точки C к точке D ; его начало помещают в точке d , то есть в полюсе плана ускорений. Согласно уравнениям (2.11) в конце вектора $\overline{W}_{C_5D}^n$ проведем линию действия ускорения $\overline{W}_{C_5D}^t$. Начало вектора $\overline{W}_{C_5C}^k$ поместим в точке c плана ускорений, а к его концу пристроим линию относительного ускорения $\overline{W}_{C_5C}^r$. В месте пересечения линий последних векторов уравнений (2.11) получим точку c_5 – конец вектора \overline{W}_{C_5} .

Из построения получим:

$$W_{C_5} = p_w c_5 \cdot k_w = 75.1 \cdot 0.5 = 37.55 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$W_{C_5D}^t = c_5 d^t \cdot k_w = 74.7 \cdot 0.5 = 37.35 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Угловое ускорение звеньев 4 и 5:

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{W_{C_5D}^t}{CD} = \frac{37.35}{1.367} = 27.33 \text{ с}^{-2}.$$

Положение точки S_5 на плане определяется методом подобия из соотношения (2.9):

$$ds_5 = dc_5 \frac{DS_5}{CD} = 75.2 \cdot \frac{0.6}{1.367} = 33.0 \text{ мм.}$$

Ускорение точки S_5 :

$$W_{S_5} = p_{wS_5} \cdot k_w = 33.0 \cdot 0.5 = 16.50 \text{ м.с}^{-2}.$$

2.3. Анализ механизма с использованием компьютерной среды САМАС

Структурная модель механизма для программы САМАС представлена на рис. 2.3.

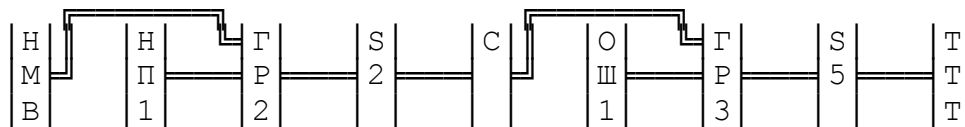


Рис. 2.3

Входные параметры для программы САМАС.

Входные параметры узла НМВ		
Абсцисса неподвижного шарнира	[м]	0.00000
Ордината неподвижного шарнира	[м]	0.00000
Начальная угловая координата	[град]	45.00000
Длина звена	[м]	0.35000
Изменение (шаг) угл. координаты	[град]	1.00000
Конечная угловая координата	[град]	Нет
Начальная угловая скорость W_0	[1/с]	13.96200
Угловое ускорение E_0	[1/(с*с)]	0.00000

Esc - выход

Входные параметры узла НП1		
Абсцисса неподвижной точки	[м]	0.50000
Ордината неподвижной точки	[м]	0.00000
Угол наклона направляющей	[град]	0.00000
Штрихи относительно прямой		Сверху

Esc - выход

Входные параметры узла ГР2		
Длина звена [12]	L [м]	1.05000
Вылет шарнира у ползуна	H [м]	0.00000
Направляющая		Видимая

Esc - выход

Входные параметры узла S2		
Длина отрезка [12]	[м]	0.75000
Угол отклонения от баз. прямой	[град]	180.00000
Признак рисования дуги		Не рисовать

Esc - выход

Входные параметры узла С		
Длина отрезка [12]	[м]	0.75000
Угол отклонения от баз. прямой	[град]	0.00000
Признак рисования дуги		Рисовать

Esc - выход

Входные параметры узла ОШ1		
Абсцисса центра шарнира	[м]	0.00000
Ордината центра шарнира	[м]	-1.00000
Esc - выход		
Входные параметры узла ГР3		
Вылет шарнира у ползуна	[м]	0.00000
Вылет шарнира у кулисы	[м]	0.00000
Выходная точка принадлежит ползуну		Нет
Esc - выход		
Входные параметры узла S5		
Длина отрезка [12]	[м]	0.60000
Угол отклонения от баз. прямой	[град]	180.00000
Признак рисования дуги		Не рисовать
Esc - выход		

Результаты кинематического расчета механизма в среде САМАС для заданного угла $\varphi_1 = 45^\circ$ приведены ниже.

Результаты кинематического анализа рычажного механизма в программе САМАС

```

===== Входные параметры узла <HMB> =====
Начальная угловая координата [ град ]..... 45.0000000
Длина звена [ м ]..... 0.3500000
Начальная угловая скорость Wo [ 1/с ]..... 13.9620000
===== Выходные параметры узла <HMB> =====
Скорость подвижной точки [ м/с ]..... 4.8867000
Ускорение подвижной точки [м/(с*с)]..... 68.2281054
Абсцисса подвижной точки [ м ]..... 0.2474874
Ордината подвижной точки [ м ]..... 0.2474874
Проекция скорости точки на ось X [ м/с ]..... -3.4554187
Проекция скорости точки на ось Y [ м/с ]..... 3.4554187
Проекция ускорения точки на ось X[м/(с*с)]..... -48.2445560
Проекция ускорения точки на ось Y[м/(с*с)]..... -48.2445560
===== Входные параметры узла <ГР2> =====
Длина звена [12] L [ м ]..... 1.0500000
===== Выходные параметры узла <ГР2> =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 4.2934808
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 48.9328515
Абсцисса точки [2] [ м ]..... 1.2679040
Проекция скорости точки [2] на OX [ м/с ]..... -4.2934808
Проекция ускорения точки [2] на OX [м/(с*с)]..... -48.9328515
Угловая скорость звена [12] [ 1/с ]..... -3.3862824
Угловое ускорение звена [12] [1/(с*с)]..... 44.4981410
===== Входные параметры узла <S2 > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.7500000
===== Выходные параметры узла <S2 > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 4.4434022
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 59.4480443
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... 0.5390350
Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... 0.1767767
Проекция скорости т. [2] на OX [ м/с ]..... -3.6948650
Проекция скорости т. [2] на OY [ м/с ]..... 2.4681562
Проекция ускорения т. [2] на OX [м/(с*с)]..... -48.4412119
Проекция ускорения т. [2] на OY [м/(с*с)]..... -34.4603971
===== Входные параметры узла <C > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.7500000
===== Выходные параметры узла <C > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 5.8270009
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 83.9597365
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... -0.1898340

```

```

Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... 0.3535534
Проекция скорости т. [2] на OX [ м/с ]..... -3.0962492
Проекция скорости т. [2] на OY [ м/с ]..... 4.9363124
Проекция ускорения т. [2] на OX [м/(с*с)]..... -47.9495722
Проекция ускорения т. [2] на OY [м/(с*с)]..... -68.9207943
===== Входные параметры узла <ОШ1> =====
Абсцисса центра шарнира [ м ]..... 0.0000000
Ордината центра шарнира [ м ]..... -1.0000000
===== Выходные параметры узла <ГР3> =====
Угловая скорость кулисы [ 1/с ]..... 1.7417603
Угловое ускорение кулисы [1/(с*с)]..... 28.1899808
===== Входные параметры узла <S5 > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.6000000
===== Выходные параметры узла <S5 > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 1.0450562
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 17.0116510
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... -0.0833336
Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... -0.4058153
Проекция скорости т. [2] на OX [ м/с ]..... -1.0349274
Проекция скорости т. [2] на OY [ м/с ]..... -0.1451472
Проекция ускорения т. [2] на OX [м/(с*с)]..... -16.4972450
Проекция ускорения т. [2] на OY [м/(с*с)]..... -4.1517681

```

В таблице 2.1 приведено сравнение результатов, полученных в среде САМАС и методом планов.

Таблица 2.1

№	Параметр	Значение по планам	Значение в САМАС	Погрешность, %
1	Скорость точки B , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	4,293	4,293	0,00
2	Скорость точки S_2 , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	4,443	4,443	0,00
3	Угловая скорость звена 2, с^{-1}	3,386	3,386	0,00
4	Скорость точки C , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	5,827	5,827	0,00
5	Угловая скорость звеньев 4 и 5, с^{-1}	1,741	1,742	0,06
6	Скорость точки S_5 , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	1,045	1,045	0,00
7	Ускорение точки B , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	48,95	48,933	0,03
8	Ускорение точки S_2 , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	59,45	59,448	0,00
9	Угловое ускорение звена 2, с^{-2}	44,50	44,498	0,00
10	Ускорение точки C , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	83,95	83,960	0,01
11	Ускорение точки S_5 , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	16,50	17,012	3,01
12	Угловое ускорение звеньев 4 и 5, с^{-2}	27,33	28,190	3,05

2.4. Кинетостатический анализ рычажного механизма

Целью кинетостатического анализа рычажного механизма является определение реакций в кинематических парах и величины уравновешивающего момента T_y , т. е. такого момента, который необходимо приложить к валу входного звена механизма для получения заданного закона движения.

Кинетостатический анализ выполнен для положения механизма, заданного углом $\varphi_1 = 45^\circ$.

2.4.1. Определение внешних нагрузок

К внешним нагрузкам относятся силы тяжести звеньев и момент полезного сопротивления T_{nc} , приложенный к звену 5.

Массы звеньев определим согласно заданным соотношениям:

$$m_3 = m_4 = 9 \text{ кг}; m_2 = 12m_3 = 12 \cdot 9 = 108 \text{ кг}; m_5 = 10m_3 = 10 \cdot 9 = 90 \text{ кг}.$$

Моменты инерции:

$$J_{S_4} = 0.3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_2} = 12 J_{S_4} = 12 \cdot 0.3 = 3.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_5} = J_{S_2} = 3.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сила тяжести определяется по известной формуле $G_i = m_i \cdot g$.

$$G_2 = 108 \cdot 9.81 = 1059.5 \text{ Н};$$

$$G_3 = 9 \cdot 9.81 = 88.3 \text{ Н};$$

$$G_4 = 9 \cdot 9.81 = 88.3 \text{ Н};$$

$$G_5 = 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ Н}.$$

Согласно принципу Даламбера инерционные силы и моменты дополняют систему сил, действующих на звенья механизма, до равновесной. Инерционные силы считаем приложенными в центрах масс звеньев и направленными противоположно их ускорениям. Инерционные моменты направляем противоположно угловым ускорениям соответствующих звеньев.

Величины инерционных нагрузок:

$$P_{и_2} = m_2 W_{S_2} = 108 \cdot 59.45 = 6420.6 \text{ Н};$$

$$P_{и_3} = m_3 W_{S_3} = 9 \cdot 48.95 = 440.4 \text{ Н};$$

$$P_{и_4} = m_4 W_{S_4} = 9 \cdot 83.95 = 755.6 \text{ Н};$$

$$P_{и_5} = m_5 W_{S_5} = 90 \cdot 16.50 = 1485.0 \text{ Н};$$

$$M_{и_2} = J_{S_2} \varepsilon_2 = 3.6 \cdot 44.5 = 160.2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и_4} = J_{S_4} \varepsilon_4 = 0.3 \cdot 27.33 = 8.2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и_5} = J_{S_5} \varepsilon_5 = 3.6 \cdot 27.33 = 98.4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент полезного сопротивления $T_{\text{пс}} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, силы тяжести, инерционные нагрузки, момент полезного сопротивления и уравновешивающий момент образуют равновесную систему внешних сил, которая является статически определимой. Реакции в кинематических парах, вызываемые этими внешними нагрузками, являются для данной системы внутренними нагрузками и определяются из силового расчета структурных групп.

2.4.2. Определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента методом планов сил

Порядок силового расчета определяется формулой строения механизма. При этом за начальное принимают то звено, к которому приложена неизвестная внешняя нагрузка. В данном случае неизвестный момент T_y приложен к входному звену механизма, поэтому для силового расчета формула строения сохраняет вид (2.2). Анализ групп проводим в порядке, обратном их присоединению в формуле строения.

Группа (4,5)

На рис. 2.4 показана расчетная схема группы (4,5).

1) Уравнение моментов сил, действующих на группу (4,5), относительно точки C:

$$-R_{65}^t \cdot CD - M_{и_5} - M_{и_4} + P_{и_5} \cdot \tilde{h}_{p_{и_5}} \cdot k_l - G_5 \cdot \tilde{h}_{g_5} \cdot k_l - T_{\text{пс}} = 0.$$

Отсюда реакция R_{65}^t :

$$R_{65}^t = \frac{(P_{и_5} \cdot \tilde{h}_{p_{и_5}} - G_5 \cdot \tilde{h}_{g_5}) \cdot k_l - M_{и_5} - M_{и_4} - T_{\text{пс}}}{CD} =$$

$$= \frac{(1485.0 \cdot 76.0 - 882.9 \cdot 10.5) \cdot 0.01 - 98.4 - 8.2 - 500}{1.367} = 313.8 \text{ Н}.$$

2) Уравнение плана сил, действующих на звено 5:

$$\bar{R}_{65}^n + \bar{R}_{65}^t + \bar{G}_5 + \bar{P}_{и_5} + \bar{R}_{45} = 0. \quad (2.12)$$

Реакция в поступательной паре \bar{R}_{45} направлена перпендикулярно звену 5, а нормальная составляющая \bar{R}_{65}^n реакции в шарнире D – по звену 5.

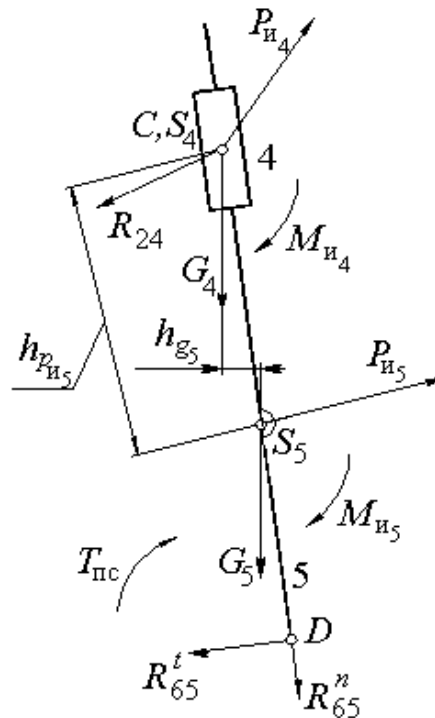


Рис. 2.4. Расчетная схема группы (4,5)

Примем для группы (4,5) масштаб плана сил $k_p = 10 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}$.

Длины векторов сил на плане:

$$\tilde{P}_{n5} = \frac{P_{n5}}{k_p} = \frac{1485.0}{10} = 148.5 \text{ мм};$$

$$\tilde{G}_5 = \frac{G_5}{k_p} = \frac{882.9}{10} = 88,3 \text{ мм};$$

$$\tilde{R}_{65}^t = \frac{R_{65}^t}{k_p} = \frac{313.8}{10} = 31.4 \text{ мм}.$$

Построением плана сил по уравнению (2.12) определяются значения реакций R_{65}^n и R_{45} :

$$R_{65}^n = \tilde{R}_{65}^n \cdot k_p = 71.6 \cdot 10 = 716.0 \text{ Н};$$

$$R_{65} = \tilde{R}_{65} \cdot k_p = 78.2 \cdot 10 = 782.0 \text{ Н};$$

$$R_{45} = \tilde{R}_{45} \cdot k_p = 103.8 \cdot 10 = 1038.0 \text{ Н}.$$

3) Уравнение плана сил, действующих на звено 4:

$$\bar{P}_{и4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{R}_{24} = 0. \quad (2.13)$$

Длины векторов сил на плане:

$$\tilde{P}_{и4} = \frac{P_{и4}}{k_p} = \frac{755.6}{10} = 75.6 \text{ мм};$$

$$\tilde{G}_4 = \frac{G_4}{k_p} = \frac{88.3}{10} = 8.8 \text{ мм}.$$

Вектор \bar{R}_{24} , величина и направление которого определяются построением плана сил по уравнению (2.13), соединяет на плане конец вектора \bar{R}_{54} с началом вектора $\bar{P}_{и4}$. В результате построения получаем

$$R_{24} = \tilde{R}_{24} \cdot k_p = 160.8 \cdot 10 = 1608,0 \text{ Н}.$$

4) Уравнение моментов сил, действующих на звено 4 (рис. 2.5), относительно точки C позволяет найти положение точки приложения реакции \bar{R}_{54} – плечо h_{54} :

$$R_{54} \cdot h_{54} - M_{и4} = 0.$$

Отсюда

$$h_{54} = \frac{M_{и4}}{R_{54}} = \frac{8.2}{1038.0} = 0,008 \text{ м}.$$

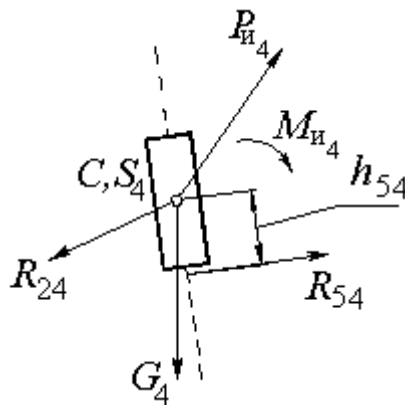


Рис. 2.5. Расчетная схема звена 4

Группа (2,3)

На рис. 2.6 показана расчетная схема группы (2,3).

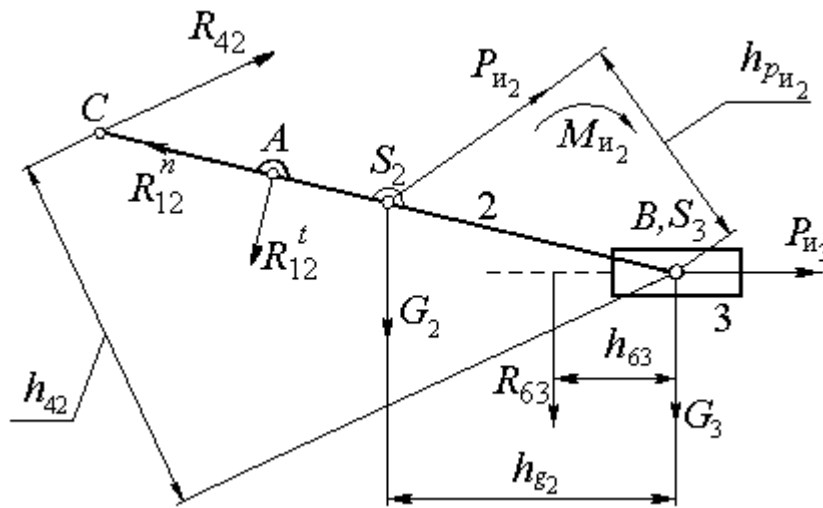


Рис. 2.6. Расчетная схема группы (2,3)

1) Уравнение моментов сил, действующих на звено 2, относительно точки B:

$$R_{12}^t \cdot AB - M_{n_2} - P_{n_2} \cdot \tilde{h}_{P_{n_2}} \cdot k_l + G_2 \cdot \tilde{h}_{g_2} \cdot k_l - R_{42} \cdot \tilde{h}_{42} \cdot k_l = 0.$$

Отсюда реакция R_{12}^t :

$$\begin{aligned} R_{12}^t &= \frac{M_{n_2} + (P_{n_2} \cdot \tilde{h}_{P_{n_2}} - G_2 \cdot \tilde{h}_{g_2} + R_{42} \cdot \tilde{h}_{42}) k_l}{AB} = \\ &= \frac{160.2 + (6420.6 \cdot 56.7 - 1059.5 \cdot 72.9 + 1608.0 \cdot 93.4) \cdot 0.01}{1.05} = 4314.7 \text{ Н.} \end{aligned}$$

2) Уравнение плана сил, действующих на группу (2,3):

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{P}_{n_2} + \bar{R}_{42} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{n_3} + \bar{R}_{63} = 0. \quad (2.14)$$

Примем для группы (2,3) масштаб плана сил $k_p = 20 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}$.

Длины векторов сил на плане:

$$\tilde{P}_{n_2} = \frac{P_{n_2}}{k_p} = \frac{6420.6}{20} = 321.0 \text{ мм};$$

$$\tilde{G}_2 = \frac{G_2}{k_p} = \frac{1059.5}{20} = 53.0 \text{ мм};$$

$$\tilde{R}_{12}^t = \frac{R_{12}^t}{k_p} = \frac{4314.7}{20} = 215.7 \text{ мм};$$

$$\tilde{P}_{u_3} = \frac{P_{u_3}}{k_p} = \frac{440.4}{20} = 22.0 \text{ мм};$$

$$\tilde{G}_3 = \frac{G_3}{k_p} = \frac{88.3}{20} = 4.4 \text{ мм};$$

$$\tilde{R}_{42} = \frac{R_{42}}{k_p} = \frac{1608.0}{20} = 80.4 \text{ мм}.$$

Построением плана сил по уравнению (2.14) определяются величины реакций \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{63} :

$$R_{12}^n = \tilde{R}_{12}^n \cdot k_p = 314.6 \cdot 20 = 6292.0 \text{ Н};$$

$$R_{63} = \tilde{R}_{63} \cdot k_p = 27.2 \cdot 20 = 544.0 \text{ Н};$$

$$R_{12} = \tilde{R}_{12} \cdot k_p = 381.4 \cdot 20 = 7628.0 \text{ Н}.$$

3) Уравнение плана сил для звена 3:

$$\bar{G}_3 + \bar{P}_{u_3} + \bar{R}_{63} + \bar{R}_{23} = 0. \quad (2.15)$$

Построением плана сил по уравнению (2.15) определяются направление и величина реакции \bar{R}_{23} :

$$R_{23} = \tilde{R}_{23} \cdot k_p = 38.5 \cdot 20 = 770.0 \text{ Н}.$$

4) Уравнение моментов сил, действующих на звено 3, относительно точки B :

$$R_{63} \cdot h_{63} = 0.$$

Отсюда плечо реакции $h_{63} = 0$.

Начальное звено 1

На рис. 2.7 показана расчетная схема начального звена 1.

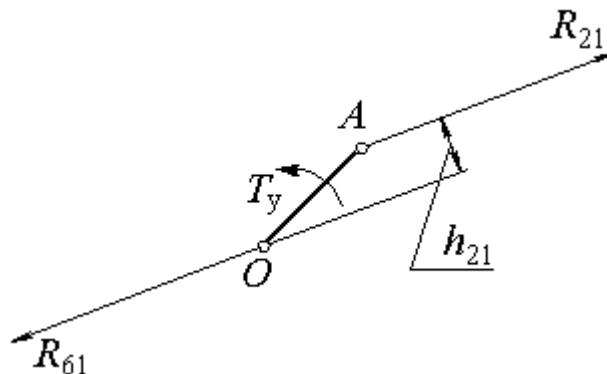


Рис. 2.7. Расчетная схема начального звена 1

1) Уравнение моментов сил, действующих на звено 1, относительно точки O :

$$T_y - R_{21} \cdot \tilde{h}_{21} \cdot k_l = 0.$$

Отсюда

$$T_y = R_{21} \cdot \tilde{h}_{21} \cdot k_l = 7628.0 \cdot 14.4 \cdot 0.01 = 1098.4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Реакцию R_{61} стойки 6 на звено 1 определим из плана сил звена 1:

$$\bar{R}_{61} + \bar{R}_{21} = 0.$$

Отсюда

$$\bar{R}_{61} = -\bar{R}_{21}, \text{ следовательно } R_{61} = R_{21} = 7628.0 \text{ Н}.$$

2.4.3. Определение уравновешивающего момента методом Н.Е. Жуковского

В основу метода Н.Е.Жуковского положен принцип возможных перемещений: для равновесной системы сил сумма мгновенных мощностей всех сил и моментов системы равна нулю. Реакции в кинематических парах в этом уравнении не участвуют, т.к. без учета потерь на трение их суммарная мощность тождественно равна нулю.

Мощность момента определяется по формуле

$$P_M = M \cdot \omega.$$

Если момент и угловая скорость звена совпадают по направлению – мощность положительная, если не совпадают – отрицательная.

Мощность силы легко найти, воспользовавшись планом скоростей.

Мощность силы определяется по формуле

$$P_F = |\bar{F}| \cdot |\bar{V}| \cdot \cos \alpha,$$

где α – угол между векторами \bar{F} и \bar{V} . Если угол α – острый, то мощность – положительная, если тупой – отрицательная. Чтобы не измерять угол α , внешние силы прикладывают к плану скоростей, предварительно повернув его на 90° в любую сторону. Тогда в уравнении мощностей произведение $|\bar{V}| \cdot \cos \alpha$ можно заменить плечом h силы относительно полюса повернутого плана скоростей. В этом случае уравнение Н.Е.Жуковского принимает вид уравнения моментов сил относительно полюса повернутого плана скоростей, а сам план скоростей выступает как жесткий рычаг, вращающийся вокруг полюса, как точки подвеса.

Положительное либо отрицательное направление его вращения устанавливается по любой из сил по углу между векторами \bar{F} и \bar{V} до поворота, как было сказано выше.

Приложим к соответствующим точкам повернутого плана скоростей внешние силы (рис. 2.8). Знак мощности силы определим по углу α между векторами, например, силы \bar{G}_2 и скорости точки S_2 до поворота плана скоростей. Угол α тупой, следовательно, сила \bar{G}_2 развивает отрицательную мощность, и слагаемое $(G_2 \cdot h)$ войдёт в уравнение Жуковского со знаком минус. Так как сила \bar{G}_2 вращает повернутый план скоростей против часовой стрелки, то это направление будет отрицательным.

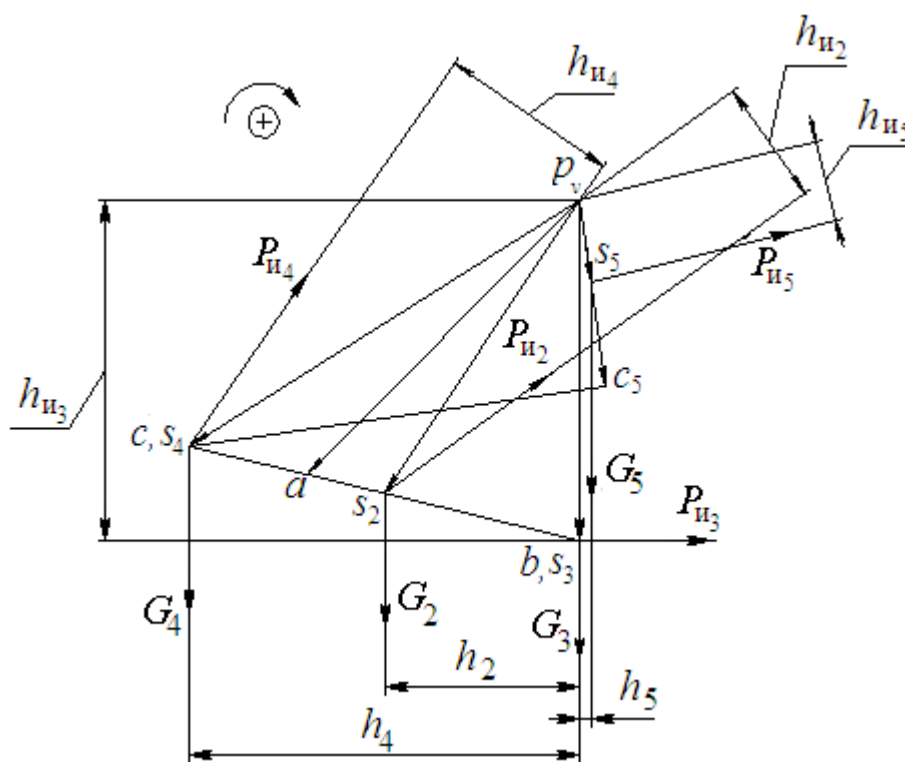


Рис. 2.8. Рычаг Жуковского Н.Е.

Уравнение баланса мгновенных мощностей:

$$T_y \omega_1 + M_{и_2} \omega_2 - (M_{и_4} + M_{и_5} + T_{пс}) \omega_5 + k_v (-G_2 \tilde{h}_2 + G_3 \tilde{h}_3 - G_4 \tilde{h}_4 + G_5 \tilde{h}_5 - P_{и_2} \tilde{h}_{и_2} - P_{и_3} \tilde{h}_{и_3} + P_{и_4} \tilde{h}_{и_4} - P_{и_5} \tilde{h}_{и_5}) = 0. \quad (2.16)$$

Отсюда

$$\begin{aligned}
T_y &= \frac{1}{\omega_1} \left((M_{и_4} + M_{и_5} + T_{пс}) \omega_5 - M_{и_2} \omega_2 - k_v (-G_2 \tilde{h}_2 + \right. \\
&+ G_3 \tilde{h}_3 - G_4 \tilde{h}_4 + G_5 \tilde{h}_5 - P_{и_2} \tilde{h}_{и_2} - P_{и_3} \tilde{h}_{и_3} + P_{и_4} \tilde{h}_{и_4} - P_{и_5} \tilde{h}_{и_5} \left. \right) = \\
&= \frac{1}{13.962} \left((8.2 + 98.4 + 500) \cdot 1.741 - 160.2 \cdot 3.386 - \right. \\
&- 0,05(-1059.5 \cdot 49.4 + 88.3 \cdot 0 - 88.3 \cdot 98.7 + 882.9 \cdot 2.9 - 6420.6 \cdot 31.6 - \\
&- 440.4 \cdot 85.9 + 755.6 \cdot 45.7 - 1485.0 \cdot 20.8) \left. \right) = 1093.0 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

2.4.4. Определение уравновешивающего момента методом виртуальных перемещений

Определим уравновешивающий момент, используя результаты расчета по программе САМАС.

Уравнение баланса мощностей:

$$\begin{aligned}
&-g(m_2 \dot{y}_{s_2} + m_3 \dot{y}_{s_3} + m_4 \dot{y}_{s_4} + m_5 \dot{y}_{s_5}) - \\
&- (m_2 (\dot{x}_{s_2} \ddot{x}_{s_2} + \dot{y}_{s_2} \ddot{y}_{s_2})) + m_3 (\dot{x}_{s_3} \ddot{x}_{s_3} + \dot{y}_{s_3} \ddot{y}_{s_3}) + m_4 (\dot{x}_{s_4} \ddot{x}_{s_4} + \dot{y}_{s_4} \ddot{y}_{s_4}) + \\
&+ m_5 (\dot{x}_{s_5} \ddot{x}_{s_5} + \dot{y}_{s_5} \ddot{y}_{s_5}) - (J_{S_2} \varepsilon_2 \omega_2 + J_{S_4} \varepsilon_4 \omega_4 + J_{S_5} \varepsilon_5 \omega_5) + \\
&+ T_{пс} \omega_5 + T_y \omega_1 = 0.
\end{aligned}$$

Отсюда

$$\begin{aligned}
T_y &= \frac{1}{\omega_1} (g(m_2 \dot{y}_{s_2} + m_3 \dot{y}_{s_3} + m_4 \dot{y}_{s_4} + m_5 \dot{y}_{s_5}) + \\
&+ (m_2 (\dot{x}_{s_2} \ddot{x}_{s_2} + \dot{y}_{s_2} \ddot{y}_{s_2})) + m_3 (\dot{x}_{s_3} \ddot{x}_{s_3} + \dot{y}_{s_3} \ddot{y}_{s_3}) + m_4 (\dot{x}_{s_4} \ddot{x}_{s_4} + \dot{y}_{s_4} \ddot{y}_{s_4}) + \\
&+ m_5 (\dot{x}_{s_5} \ddot{x}_{s_5} + \dot{y}_{s_5} \ddot{y}_{s_5})) + (J_{S_2} \varepsilon_2 \omega_2 + (J_{S_4} + J_{S_5}) \varepsilon_4 \omega_4) - T_{пс} \omega_5) = \\
&= \frac{1}{13.962} (9.81(108 \cdot 2.468 + 9 \cdot 0 + 9 \cdot 4.936 + 90(-0.137)) + \\
&+ 108((-3.695)(-48.441) + 2.468 \cdot (-34.460)) + \\
&+ 9((-4.293)(-48.933) + 0 \cdot 0) + 9((-3.096)(-47.950) + \\
&+ 4.936(-68.922)) + 90 \cdot ((-1.010)(-16.023) + \\
&+ (-0.137)(-3.915)) + (3.6 \cdot 44.498 \cdot (-3.386) + \\
&+ (0.3 + 3.6) \cdot 27.338 \cdot 1.699) - (-500) \cdot 1.699) = 1090.8 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

Момент T_y – положительный, следовательно, он направлен против часовой стрелки, т.е. в сторону вращения входного звена.

2.4.5. Сравнение значений уравновешивающего момента, полученных различными методами

Значение уравновешивающего момента, полученное методом планов сил $T_y^{\text{пл}} = 1098.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

значение уравновешивающего момента, полученное методом рычага Жуковского $T_y^{\text{ж}} = 1093.0 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

значение уравновешивающего момента, полученное методом виртуальных перемещений $T_y^{\text{в}} = 1090.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Считая наиболее точным значение уравновешивающего момента, полученное методом виртуальных перемещений, определим относительно него погрешности вычислений

$$\Delta_{\text{пл}}^{\text{в}} = \frac{|T_y^{\text{пл}} - T_y^{\text{в}}|}{T_y^{\text{в}}} = \frac{1095.4 - 1090.8}{1090.8} \cdot 100\% = 0.4 \%$$

$$\Delta_{\text{ж}}^{\text{в}} = \frac{|T_y^{\text{ж}} - T_y^{\text{в}}|}{T_y^{\text{в}}} = \frac{1093.0 - 1090.8}{1090.8} \cdot 100\% = 0.2 \%$$

Точность вычислений достаточна.

2.4.6. Оценка потерь мощности на преодоление сил трения в кинематических парах

Мгновенная мощность сил трения во вращательной паре:

$$P_{\text{вр}} = \frac{4}{\pi} f_{\text{в}} \frac{d_{\text{ц}}}{2} R \omega_{\text{отн}},$$

где $f_{\text{в}} = 0.08$ – коэффициент трения во вращательной паре;

$d_{\text{ц}} = 0.03 \text{ мм}$ – диаметр цапфы (шарнира);

$\omega_{\text{отн}} = |\omega_k - \omega_j|$ – относительная угловая скорость во вращательной паре.

Шарнир O

$$P_{16} = \frac{4}{\pi} f_{\text{в}} \frac{d_{\text{ц}}}{2} R_{16} |\omega_1 - \omega_6| = \frac{4}{\pi} \cdot 0.08 \cdot \frac{0.03}{2} \cdot 7627.3 \cdot |13.962 - 0| = 162.7 \text{ Вт}.$$

Шарнир *A*

$$P_{12} = \frac{4}{\pi} f_B \frac{d_{\text{ш}}}{2} R_{12} |\omega_1 - \omega_2| = \frac{4}{\pi} \cdot 0.08 \cdot \frac{0.03}{2} \cdot 7627.3 \cdot |13.962 - (-3.386)| = 185.9 \text{ Вт.}$$

Шарнир *B*

$$P_{23} = \frac{4}{\pi} f_B \frac{d_{\text{ш}}}{2} R_{23} |\omega_2 - \omega_3| = \frac{4}{\pi} \cdot 0.08 \cdot \frac{0.03}{2} \cdot 771.3 \cdot |-3.386 - 0| = 4.0 \text{ Вт.}$$

Шарнир *C*

$$P_{24} = \frac{4}{\pi} f_B \frac{d_{\text{ш}}}{2} R_{24} |\omega_2 - \omega_4| = \frac{4}{\pi} \cdot 0.08 \cdot \frac{0.03}{2} \cdot 1608.4 \cdot |-3.386 - 1.741| = 12.5 \text{ Вт.}$$

Шарнир *D*

$$P_{65} = \frac{4}{\pi} f_B \frac{d_{\text{ш}}}{2} R_{65} |\omega_6 - \omega_5| = \frac{4}{\pi} \cdot 0.08 \cdot \frac{0.03}{2} \cdot 782.0 \cdot |0 - 1.741| = 2.0 \text{ Вт.}$$

Мгновенная мощность сил трения в поступательной паре

$$P_{\text{п}} = f_{\text{п}} R V_{\text{отн}},$$

где $f_{\text{п}} = 0.1$ – коэффициент трения в поступательной паре,

$V_{\text{отн}}$ – относительная линейная скорость в поступательной паре.

Ползун 3

$$P_{63} = f_{\text{п}} R_{63} V_B = 0.1 \cdot 544.9 \cdot 4.293 = 233.8 \text{ Вт.}$$

Кулисный камень 5

$$P_{45} = f_{\text{п}} R_{45} V_{C_5C} = 0.1 \cdot 1037.9 \cdot 5.318 = 552.0 \text{ Вт.}$$

Общая мгновенная мощность сил трения в кинематических парах механизма:

$$P_{\text{тр}} = \sum P_{\text{вр}} + \sum P_{\text{п}} = 162.7 + 185.9 + 4.0 + 12.5 + 2.0 + 233.8 + 552.0 = 1152.9 \text{ Вт.}$$

Мгновенный коэффициент полезного действия механизма:

$$\eta \cong \frac{T_{\text{д}} \omega_1}{P_{\text{тр}} + T_{\text{д}} \omega_1} \cdot 100\% = \frac{58.333 \cdot 13.962}{1152.9 + 58.333 \cdot 13.962} \cdot 100\% = 41.4\%.$$

2.5. Расчёт маховика

Сумма мощностей всех сил, действующих на звенья рычажного механизма, представляет собой периодическую функцию, зависящую от положения механизма. Колебание суммарной мощности вызывает колебание угловой скорости входного звена около его среднего значе-

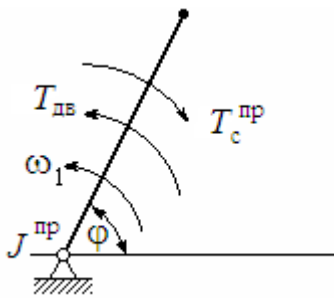
ния. Уменьшить неравномерность вращения входного звена до заданных пределов можно, установив на это звено маховое колесо.

Так как механизм имеет одну степень свободы, движение всего механизма полностью определяется движением входного звена. Тогда для динамических расчетов можно заменить механизм его динамической моделью (рис. 2.9), состоящей из входного звена 1. Чтобы движение этого звена подчинялось тому же уравнению, что и движение механизма, считаем, что оно нагружено определённым для каждого положения приведенным моментом сопротивления $T_c^{пр} = T_c^{пр}(\varphi)$

$$T_c^{пр} = -\frac{k_v}{\omega_1} \sum G_i \tilde{h}_i + T_{пс} \frac{\omega_{пс}}{\omega_1} \quad (2.17)$$

и обладает приведенным моментом инерции $J^{пр} = J^{пр}(\varphi)$

$$J^{пр} = \sum J_{o_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 + \sum m_j \left(\frac{V_j}{\omega_1} \right)^2 + \sum \left(J_{S_k} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 + m_k \left(\frac{V_{S_k}}{\omega_1} \right)^2 \right). \quad (2.18)$$



Момент $T_c^{пр}$ развивает ту же мощность, что и все приводимые силы, а звено приведения, обладающее моментом инерции $J^{пр}$, имеет ту же кинетическую энергию, что и весь механизм.

Определим $T_c^{пр}$ и $J^{пр}$ для положения начального механизма $\varphi_1 = 150^\circ$.

Рис. 2.9

$$\begin{aligned} T_c^{пр} &= -\frac{k_v}{\omega_1} (G_2 \tilde{h}_2 + G_3 \tilde{h}_3 + G_4 \tilde{h}_4 + G_5 \tilde{h}_5) + T_{пс} \frac{\omega_{пс}}{\omega_1} = \\ &= -\frac{0.05}{13.962} (1059.5 \cdot 60.5 + 88.3 \cdot 0 + 88.3 \cdot 120.9 + 882.9 \cdot 19.2) + \\ &+ 500 \frac{3.75}{13.962} = -194.2 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Здесь $\tilde{h}_2, \tilde{h}_3, \tilde{h}_4, \tilde{h}_5$ – плечи повернутых сил веса с плана скоростей для рассматриваемого положения механизма, $\omega_{пс}$ – угловая скорость звена 5, к которому приложен момент полезного сопротивления.

$$\begin{aligned}
J^{\text{пр}} &= \frac{1}{\omega_1^2} (J_{S_2} \omega_2^2 + J_{S_4} \omega_4^2 + J_{S_5} \omega_5^2 + m_2 V_{S_2}^2 + m_3 V_{S_3}^2 + m_4 V_{S_4}^2 + m_5 V_{S_5}^2) = \\
&= \frac{1}{13.962^2} (3.6 \cdot (0.293)^2 + 0.3 \cdot (3.75)^2 + 3.6 \cdot (3.75)^2 + 108 \cdot (3.76)^2 + \\
&+ 9 \cdot (4.1)^2 + 9 \cdot (6.64)^2 + 90 \cdot (2.25)^2) = 13.0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.
\end{aligned}$$

Построим планы скоростей для 12-ти положений механизма.

Исходные данные для расчета $T_c^{\text{пр}}$ и его значения для 12-ти положений механизма приведены в таблице 2.2; для $J^{\text{пр}}$ – в таблице 2.3.

По данным таблицы 2.2 строим график $T_c^{\text{пр}}(\varphi)$ в масштабе

$$k_T = 7 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}, \quad k_\varphi = \frac{\pi}{90} \text{ мм}^{-1}.$$

Момент инерции маховика рассчитываем с помощью диаграммы энергомасс. Для построения диаграммы используем значения $J^{\text{пр}}$ (таблица 2.3) и изменения кинетической энергии ΔE механизма при перемещении кривошипа из нулевого положения в текущее. Величину ΔE определяем как разность работ

$$\Delta E = A_{\text{дв}} - A_c, \quad (2.19)$$

где $A_{\text{дв}}$ – работа постоянного движущего момента $T_{\text{дв}}$, A_c – работа приведенного момента сопротивления $T_c^{\text{пр}}$.

Работа приведенного момента сопротивления определяется методом графического интегрирования, основанного на формуле прямоугольников. Для этого выбираем полюсное расстояние $H=20.463$ мм. Тогда масштабный коэффициент работ

$$k_A = H \cdot k_T \cdot k_\varphi = 20.463 \cdot 7 \cdot \frac{\pi}{90} = 5 \text{ Дж} \cdot \text{мм}^{-1}.$$

Найденные значения A_c приведены ниже в таблице 2.4.

Постоянный движущий момент за цикл совершает работу

$$A_{\text{дв}} = T_{\text{дв}} \cdot 2\pi = A_{c(12)},$$

поэтому

$$T_{\text{дв}} = \frac{A_{c(12)}}{2\pi} = \frac{361.945}{2\pi} = 57.605 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.20)$$

Тогда формулу (2.19) можно привести к виду

$$\Delta E = T_{\text{дв}} \frac{2\pi n}{N} - A_{c(n)} = A_{c(12)} \frac{n}{12} - A_{c(n)}, \quad (2.21)$$

где $N=12$ – число исследуемых положений механизма; n – номер текущего положения механизма. Найденные значения A_c и ΔE приведены в таблице 2.4.

При построении диаграммы $J^{пр}(\varphi)$ использованы масштабные коэффициенты $k_J = 0.25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{мм}$, $k_\varphi = \frac{\pi}{90} \text{ мм}^{-1}$.

Для построения диаграммы энергомасс $\Delta E(J^{пр})$ воспользуемся величинами ΔE и $J^{пр}$ таблиц 2.3 и 2.4, масштабные коэффициенты $k_{\Delta E} = 7 \text{ Дж} \cdot \text{мм}^{-1}$ и $k_J = 0.25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{мм}$. Диаграмма энергомасс $\Delta E = \Delta E(J^{пр})$ приведена на рис.2.10.

Чтобы определить момент инерции маховика, необходимо построить касательные к этой диаграмме. Для расчета предельных углов Ψ_{\min} и Ψ_{\max} наклона касательных, вначале найдем предельные значения угловой скорости ведущего звена механизма:

$$\omega_{\max} = \omega_1 (1 + 0.5\delta) = 13.962(1 + 0.5 \cdot 0.06) = 14.381 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\min} = \omega_1 (1 - 0.5\delta) = 13.962(1 - 0.5 \cdot 0.06) = 13.543 \text{ с}^{-1}.$$

Здесь коэффициент неравномерности хода $\delta = 0.06$ принят из диапазона заданных значений $\delta = 0.05 \dots 0.08$.

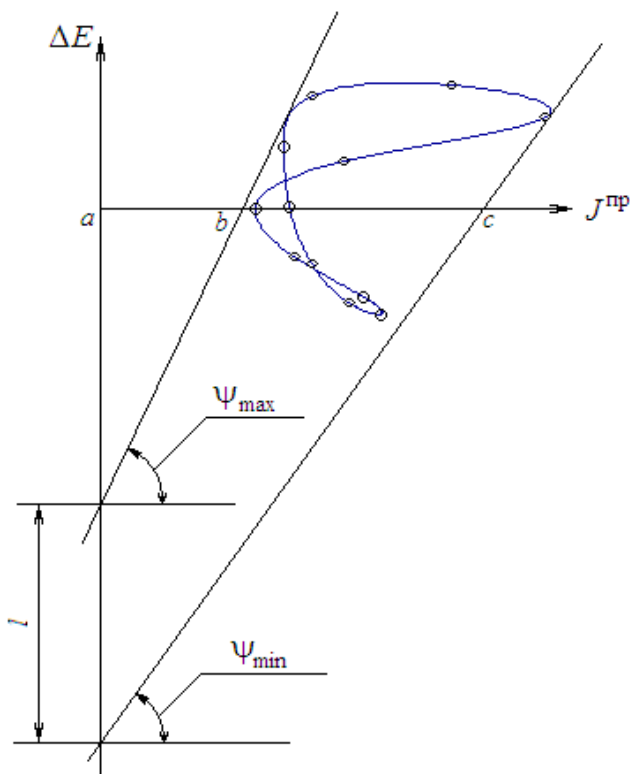


Рис. 2.10 Диаграмма энергомасс

Таблица 2.2

Пол.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
h_{G_2} , мм	69.8	60.5	34.9	0	-34.9	-60.5	-69.8	-60.5	-34.5	0	34.5	60.5
h_{G_4} , мм	139.6	120.9	69.8	0	-69.8	-120.9	-139.6	-120.9	-69.8	0	69.8	120.9
h_{G_5} , мм	0.8	-1.54	-4.7	-9.4	-16.6	-19.2	-25.5	-1.85	5.9	44.1	39.7	9.3
ω_{nc} , c^{-1}	-0.69	1.15	2.23	3.02	3.57	3.75	3.41	2.19	-0.67	-5.68	-8.05	-4.21
T_c^{np} , Н·м	311.5	303.9	219.4	76.9	-79.4	-194.2	-267.6	-247.7	-135.8	139.4	280.0	297.0

Таблица 2.3

Положение	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
V_{S_2} , м\с	3.49	4.02	4.77	4.89	4.38	3.76	3.49	3.76	4.38	4.89	4.77	4.02
V_{S_3} , м\с	0	-3.16	-4.97	-4.89	-3.50	-1.73	0	1.73	3.50	4.89	4.97	3.16
V_{S_4} , м\с	6.98	6.41	5.25	4.89	5.73	6.64	6.98	6.64	5.73	4.89	5.25	6.41
V_{S_5} , м\с	0.41	0.69	1.34	1.81	2.14	2.25	2.04	1.31	0.40	3.41	4.83	2.53
ω_1 , c^{-1}	13.962											
ω_2 , c^{-1}	-4.65	-4.09	-2.43	0	2.43	4.09	4.65	4.09	2.43	0	-2.43	-4.09
ω_4 , c^{-1}	-0.69	1.15	2.23	3.02	3.57	3.75	3.41	2.19	-0.67	-5.68	-8.05	-4.21
ω_5 , c^{-1}	-0.69	1.15	2.23	3.02	3.57	3.75	3.41	2.19	-0.67	-5.68	-8.05	-4.21
J^m , кг·м ²	9.49	11.86	16.07	17.13	15.23	13.00	11.56	11.22	12.92	21.45	27.20	14.92

Таблица 2.4

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A_c	0	163.58	303.95	383.11	382.06	305.17	177.60	39.723	-68.006	-68.209	49.796	203.00	361.94
		7	8	4	7	5	3					0	5

ΔE	0	-	-	-	-	-	3.369	171.41	309.30	339.66	251.82	128.78	0
		133.42	243.63	292.62	261.41	154.36		2	3	7	5	2	
		5	4	7	9	5							

Тогда тангенсы углов наклона касательных:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{k_J}{2k_E} \cdot \omega_{\max}^2 = \frac{0.25}{2 \cdot 7} \cdot 14.381^2 = 3.693,$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{k_J}{2k_E} \cdot \omega_{\min}^2 = \frac{0.25}{2 \cdot 7} \cdot 13.543^2 = 3.275.$$

Проведем касательные к диаграмме энергомасс под углами ψ_{\max} и ψ_{\min} и измерим отрезок l , отсекаемый этими касательными на оси ΔE . Так как в данном случае концы отрезка l выходят за пределы чертежа, то из рис. 2.10 найдем:

$$l = ac \cdot \operatorname{tg} \psi_{\min} - ab \cdot \operatorname{tg} \psi_{\max} = 98.6 \cdot 3.693 - 37.6 \cdot 3.275 = 184.2 \text{ мм.}$$

И, наконец, момент инерции маховика:

$$J_M = \frac{k_E \cdot l}{\delta \cdot \omega_1^2} = \frac{7 \cdot 184.2}{0.06 \cdot 13.962^2} = 110.2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определим массу маховика, пренебрегая массами его ступицы и спиц (рис. 2.11). Принимая из конструктивных соображений соотношение $B = 0.2D$ и $\Delta = 0.05D$, получаем выражение для определения массы маховика

$$m_M = \rho \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdot \Delta = 0.01\pi \cdot D^3 \cdot \rho,$$

где $\rho = 7800 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ – плотность стали.

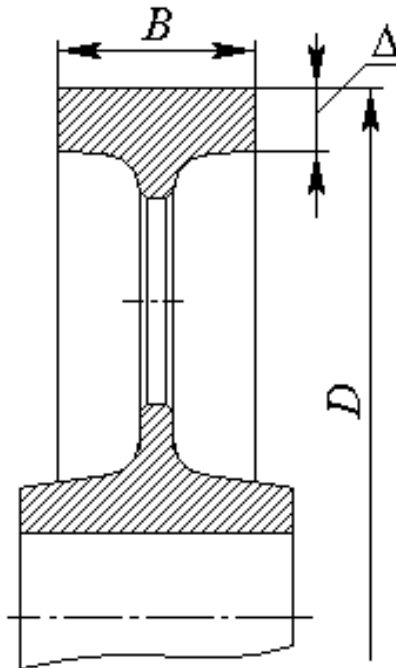


Рис. 2.11. Эскиз маховика

Момент инерции маховика:

$$J_M = \frac{m_M D^2}{4} = \frac{0.01\pi\rho}{4} D^5 = 61.26 D^5;$$

тогда диаметр маховика

$$D = \sqrt[5]{\frac{J_M}{61.26}} = \sqrt[5]{\frac{110.2}{61.26}} = 1.125 \text{ м};$$

толщина Δ и ширина B обода:

$$\Delta = 0.05D = 0.05 \cdot 1.125 = 0.056 \text{ м};$$

$$B = 0.2D = 0.2 \cdot 1.125 = 0.225 \text{ м}.$$

Масса маховика

$$m_M = \rho \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdot \Delta = 7800 \cdot \pi \cdot 1.125 \cdot 0.225 \cdot 0.056 = 347.4 \text{ кг}.$$

2.5.1. Графики, полученные в программе BAUER:

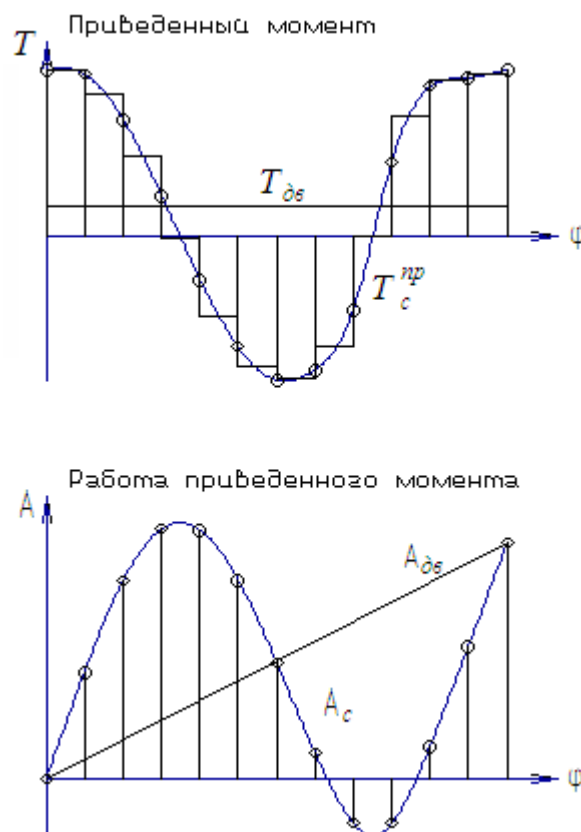


Рис. 2.12 Зависимости приведенного момента $T_{с}^{пр}$ и $T_{дс}$ и работы $A_{с}$ и $A_{дс}$ от угла поворота φ кривошипа.

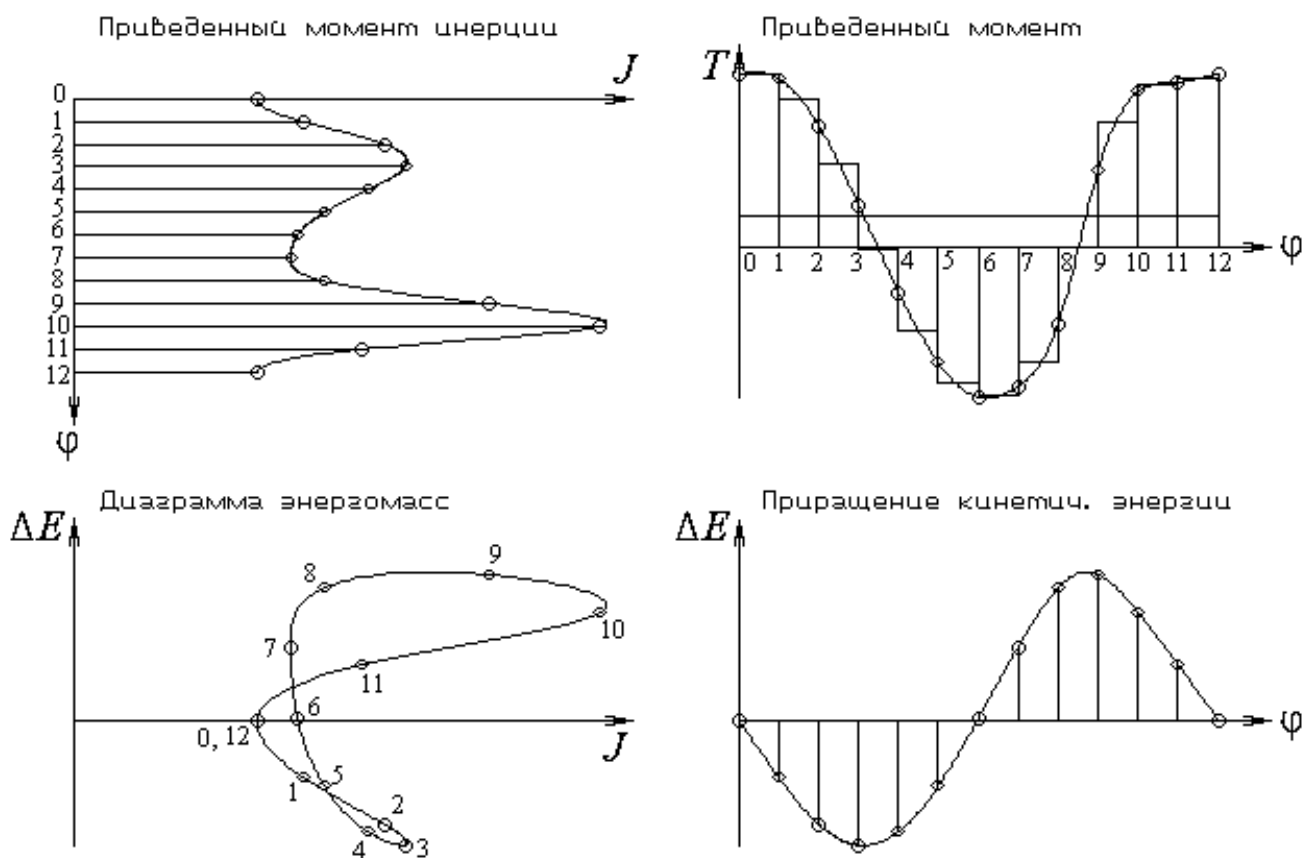


Рис. 2.13 Зависимости приведенного момента инерции $J^{пр}$, приведенного момента $T_c^{пр}$ и приращения кинетической энергии ΔE от угла поворота φ кривошипа и диаграмма энергомасс.

Ниже приведены распечатки результатов расчета маховика по программе BAUER.

```

In_file -
13.962  0.060
      12  1
311.518  9.489
303.858 11.861
219.363 16.065
 76.886 17.129
-79.420 15.206
-206.167 12.943
-267.644 11.559
-247.712 11.215
-135.800 12.923
139.440 21.447
279.982 27.198
296.960 14.918

```

	13.9620	0.0600										
	108.00	3.60	9.00	0.00	9.00	0.30	90.00	3.60				
	1											
	-500											
VS2_x	VS2_y	Om_2	VS3_x	VS3_y	Om_3	VS4_x	VS4_y	Om_4	VS5_x	VS5_y	Om_5	Omps_
0.0000	3.4905	-4.6540	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	6.9810	-0.6912	0.4127	0.0413	-0.6912	-0.6912
-2.6477	3.0229	-4.0877	-3.1587	0.0000	0.0000	-2.1368	6.0457	1.1509	-0.6862	-0.0772	1.1509	1.1509
-4.4425	1.7452	-2.4305	-4.9687	0.0000	0.0000	-3.9163	3.4905	2.2270	-1.3154	-0.2348	2.2270	2.2270
-4.8867	0.0000	0.0000	-4.8867	0.0000	0.0000	-4.8867	0.0000	3.0165	-1.7416	-0.4926	3.0165	3.0165
-4.0215	-1.7452	2.4305	-3.4953	0.0000	0.0000	-4.5477	-3.4905	3.5660	-1.9707	-0.8332	3.5660	3.5660
-2.2390	-3.0229	4.0877	-1.7280	0.0000	0.0000	-2.7499	-6.0457	3.7507	-1.9319	-1.1542	3.7507	3.7507
0.0000	-3.4905	4.6540	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-6.9810	3.4054	-1.5955	-1.2764	3.4054	3.4054
2.2390	-3.0229	4.0877	1.7280	0.0000	0.0000	2.7499	-6.0457	2.1894	-0.9308	-0.9269	2.1894	2.1894
4.0215	-1.7452	2.4305	3.4953	0.0000	0.0000	4.5477	-3.4905	-0.6736	0.2762	0.2951	-0.6736	-0.6736
4.8867	0.0000	-0.0000	4.8867	0.0000	0.0000	4.8867	0.0000	-5.6822	2.5996	2.2058	-5.6822	-5.6822
4.4425	1.7452	-2.4305	4.9687	0.0000	0.0000	3.9163	3.4905	-8.0467	4.4007	1.9857	-8.0467	-8.0467
2.6477	3.0229	-4.0877	3.1587	0.0000	0.0000	2.1368	6.0457	-4.2121	2.4840	0.4657	-4.2121	-4.2121
0.0000	3.4905	-4.6540	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	6.9810	-0.6912	0.4127	0.0413	-0.6912	-0.6912

Параметры диаграмм для расчета маховика

N	Fi	M	m ₋	A	dE	J
0	0.000	311.518		0.000	0.000	9.489
1	30.000	303.858	312.429	163.587	-133.425	11.861
2	60.000	219.363	268.089	303.958	-243.634	16.065
3	90.000	76.886	151.176	383.114	-292.627	17.129
4	120.000	-79.420	-1.998	382.067	-261.419	15.206
5	150.000	-206.167	-146.853	305.175	-154.365	12.943
6	180.000	-267.644	-243.645	177.603	3.369	11.559
7	210.000	-247.712	-263.332	39.723	171.412	11.215
8	240.000	-135.800	-205.748	-68.006	309.303	12.923
9	270.000	139.440	-0.387	-68.209	339.667	21.447
10	300.000	279.982	225.372	49.796	251.825	27.198
11	330.000	296.960	292.599	203.000	128.782	14.918
12	360.000	311.518	303.562	361.945	0.000	9.489

Среднее значение движущего момента $M_d = 57.605 \text{ Н*м}$.

Обозначения:

N - номер положения механизма;

Fi - угловая координата звена приведения;

M - приведенный момент сопротивления;

m₋ - среднее значение величины M на соответствующем участке интегрирования;

A - работа сил сопротивления;

dE - приращение кинетической энергии;

J - приведенный момент инерции.

При средней угловой скорости звена приведения $\Omega_m = 13.962 \text{ 1/с}$
 коэффициент неравномерности $\Delta = 0.06$ обеспечивается при моменте
 инерции маховика $J_m = 113.16 \text{ кг*(м*м)}$.

3. КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ

Требуется спроектировать кулачковый механизм наименьших размеров с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис. 3.1); привести расчетные зависимости для построения кинематических диаграмм. Проиллюстрировать на примере одной из фаз движения кулачка вывод уравнения аналога скоростей и уравнения перемещений по известному уравнению аналога ускорений.

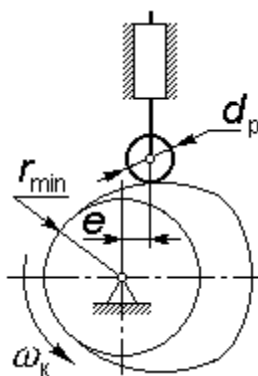


Рис. 3.1

Исходные данные:

- ход толкателя $H = 42$ мм,
- эксцентриситет $e = -8$ мм,
- направление вращения кулачка - по часовой стрелке ($\omega = -1$),
- наибольший угол давления при подъёме $\alpha_{\max}^{\uparrow} = 35^\circ$,
- наибольший угол давления при опускании $\alpha_{\max}^{\circ} = 45^\circ$.

Закон движения толкателя задан в виде шифра **2564**, обозначающего функции аналога ускорения $a_\phi = a_\phi(\phi)$ на различных фазах движения толкателя:

- 2 - при ускоренном подъеме модуль ускорения линейно возрастает;
- 5 - при замедленном подъеме модуль ускорения убывает по закону косинуса;
- 6 - при ускоренном опускании модуль ускорения изменяется по закону полуволны синусоиды;
- 4 - при замедленном опускании модуль ускорения возрастает по закону синуса.

Фазовые углы поворота кулачка:

- за время ускоренного подъема толкателя $\phi_{\text{уп}} = 50^\circ$,
- за время равномерного подъема толкателя $\phi_{\text{рп}} = 30^\circ$,
- за время замедленного подъема толкателя $\phi_{\text{зп}} = 90^\circ$,
- за время верхнего положения толкателя $\phi_{\text{вп}} = 30^\circ$,

- за время ускоренного опускания толкателя $\varphi_{yo} = 50^\circ$,
- за время равномерного опускания толкателя $\varphi_{po} = 30^\circ$,
- за время замедленного опускания толкателя $\varphi_{zo} = 60^\circ$.

3.1. Кинематические диаграммы

На рис. 3.2 приведены диаграммы движения толкателя, полученные в программе Mech_Cam в соответствии с исходными данными.

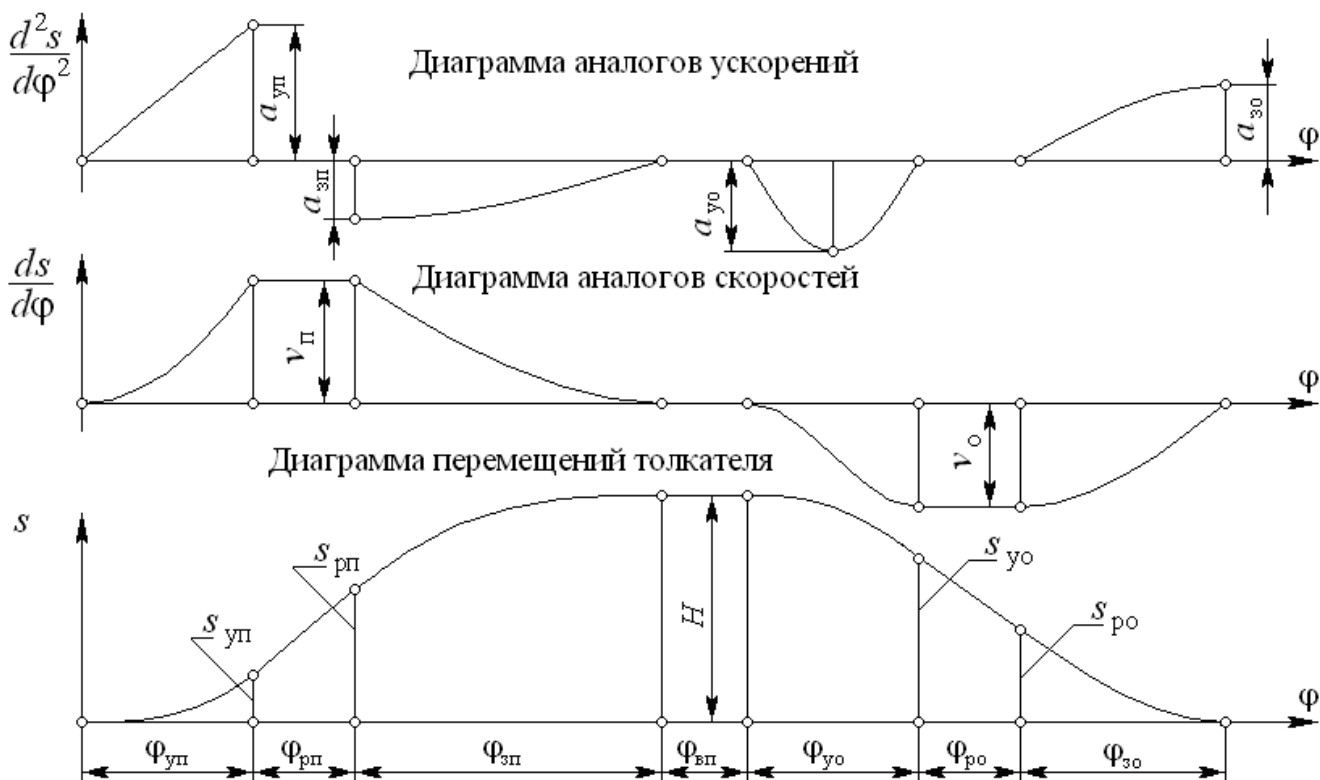


Рис. 3.2

Для построения диаграмм на чертеже воспользуемся зависимостями, приведенными в [5]. Определим наибольшие по модулю значения аналогов скоростей:

на фазе подъема

$$\begin{aligned}
 V_{\text{п}} &= \frac{H}{\frac{1}{3}\varphi_{\text{уп}} + \varphi_{\text{рп}} + \left(1 - \frac{2}{\pi}\right)\varphi_{\text{зп}}} = \\
 &= \frac{42}{\left(\frac{1}{3} \cdot 50^\circ + 30^\circ + \left(1 - \frac{2}{\pi}\right) 90^\circ\right) \frac{\pi}{180^\circ}} = 30.319 \text{ мм};
 \end{aligned}$$

на фазе опускания

$$V_o = \frac{H}{0.5\varphi_{yo} + \varphi_{po} + \frac{2}{\pi}\varphi_{zo}} = \frac{42}{\left(0.5 \cdot 50^\circ + 30^\circ + \frac{2}{\pi} \cdot 60^\circ\right) \frac{\pi}{180^\circ}} = 25.821 \text{ мм.}$$

Для аналогов ускорений

$$a_{yn} = \frac{V_n}{\frac{1}{2}\varphi_{yn}} = \frac{30.319}{\frac{1}{2} \cdot \left(50^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right)} = 69.485 \text{ мм;}$$

$$a_{zn} = \frac{V_n}{\frac{2}{\pi}\varphi_{zn}} = \frac{30.319}{\frac{2}{\pi} \cdot \left(90^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right)} = 30.319 \text{ мм;}$$

$$a_{yo} = \frac{V_o}{\frac{2}{\pi}\varphi_{yo}} = \frac{25.821}{\frac{2}{\pi} \cdot \left(50^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right)} = 46.477 \text{ мм;}$$

$$a_{zo} = \frac{V_o}{\frac{2}{\pi}\varphi_{zo}} = \frac{25.821}{\frac{2}{\pi} \cdot \left(60^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right)} = 38.731 \text{ мм.}$$

Рассчитаем значения ординат на границах соответствующих фаз диаграммы перемещений:

в конце фазы ускоренного подъема –

$$S_{yn} = \frac{1}{3}\varphi_{yn}V_n = \frac{1}{3} \cdot \left(50^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right) \cdot 30.319 = 8.819 \text{ мм;}$$

в конце фазы равномерного подъема –

$$S_{pn} = S_{yn} + \varphi_{pn}V_n = 8.819 + \left(30^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right) \cdot 30.319 = 24.694 \text{ мм;}$$

в конце фазы ускоренного опускания –

$$S_{yo} = H - 0.5\varphi_{yo}V_o = 42 - 0.5 \cdot \left(50^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}\right) \cdot 25.821 = 30.734 \text{ мм;}$$

в конце фазы равномерного опускания –

$$S_{\text{po}} = S_{\text{yo}} - \varphi_{\text{po}} V_o = 30.734 - \left(30^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \right) \cdot 25.821 = 17.214 \text{ мм.}$$

Для расчета ординат остальных точек диаграмм движения толкателя используем уравнения, приведенные в [5].

Фаза ускоренного подъема

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = a_{\text{yn}} z;$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = V_{\text{n}} z^2;$$

$$S = S_{\text{yn}} z^3.$$

Здесь z – безразмерный параметр, который в пределах каждой фазы изменяется равномерно от значения $z = 0$ (начало фазы) до $z = 1$ (конец фазы).

Фаза замедленного подъема

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = -a_{\text{zn}} \cos\left(\frac{\pi}{2} z\right);$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = V_{\text{n}} \left(1 - \sin\left(\frac{\pi}{2} z\right) \right);$$

$$S = H - \frac{H - S_{\text{pn}}}{1 - \frac{2}{\pi}} \left(1 - z - \frac{2}{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{2} z\right) \right).$$

Фаза ускоренного опускания

На примере этой фазы покажем вывод уравнений движения толкателя по заданному закону изменения аналога ускорений

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = -a_{\text{yo}} \sin(\pi z); \tag{3.1}$$

Интегрируя это уравнение, получим для аналога скоростей

$$\frac{dS}{d\varphi} = V_{\varphi}(\varphi) = C_v - \frac{1}{\pi} a_{\text{yo}} \varphi_{\text{yo}} \cos(\pi z); \tag{3.2}$$

так как при $z = 0$ имеем $V_{\varphi} = 0$, получим

$$C_v = \frac{1}{\pi} a_{\text{yo}} \varphi_{\text{yo}} = \frac{V_o}{2}.$$

После подстановки последнего выражения в (3.2), получим

$$\frac{dS}{d\varphi} = -0.5V_o (1 - \cos(\pi z)). \quad (3.3)$$

Проинтегрируем (3.3):

$$S(\varphi) = C_s - \frac{V_o}{2} \varphi_{yo} z + \frac{V_o}{2} \varphi_{yo} \frac{1}{\pi} \sin(\pi z);$$

так как при $z = 0$ перемещение $S = H$, то $C_s = H$; тогда уравнение перемещений примет вид:

$$S = H - (H - S_{yo}) \left(z - \frac{1}{\pi} \sin(\pi z) \right). \quad (3.4)$$

Фаза замедленного опускания

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = a_{zo} \sin\left(\frac{\pi}{2} z\right);$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -V_o \cos\left(\frac{\pi}{2} z\right);$$

$$S = S_{po} \left(1 - \sin\left(\frac{\pi}{2} z\right) \right).$$

По приведенным выше зависимостям строим кинематические диаграммы $S = S(\varphi)$, $V_\varphi = V_\varphi(\varphi)$ и $a_\varphi = a_\varphi(\varphi)$.

3.2. Определение наивыгоднейших размеров кулачка

В прямоугольной системе координат построим замкнутую кривую $S = S(V_\varphi)$ – рис.3.3.

Ординатами этой кривой являются значения перемещений $S = S(\varphi)$, а абсциссами – значения аналогов скоростей $V_\varphi = V_\varphi(\varphi)$ для тех же значений угла φ .

Согласно заданию кулачок вращается по часовой стрелке, поэтому ось абсцисс направляем вправо. Значения S и V_φ откладываем в одинаковом масштабе.

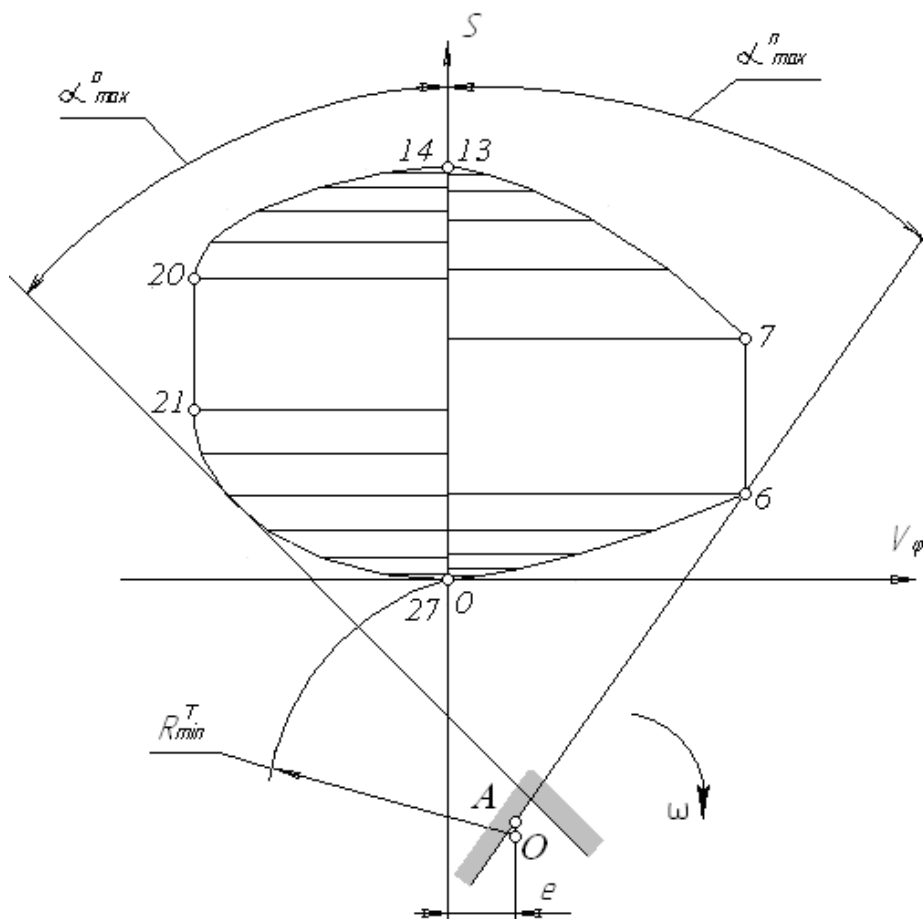


Рис. 3.3 Определение размеров кулачкового механизма

К полученной замкнутой кривой проведем две касательные под углами $\alpha_{\max}^{\text{п}}$ – при подъеме толкателя и $\alpha_{\max}^{\text{о}}$ – при его опускании. Эти прямые, пересекаясь, определяют на поле чертежа зону допустимых положений центра вращения кулачка. При заданном эксцентриситете $e = -8$ мм центр вращения должен находиться в этой зоне на прямой, расположенной на расстоянии 8 мм справа от линии движения толкателя (оси ординат диаграммы $S = S(V_{\varphi})$).

Замерим предварительный минимальный радиус кулачка как расстояние от найденной точки A до нижней точки замкнутой кривой, в которой $S(\varphi) = 0$ и $V_{\varphi}(\varphi) = 0$. После округления полученного размера в большую сторону до величины, кратной 5 мм, получим минимальный радиус теоретического профиля кулачка $R_{\min}^{\text{т}} = 25$ мм. Выберем радиус ролика в пределах $d_p = (0.3 \dots 0.5) R_{\min}^{\text{т}}$, но не менее 20 мм.

Тогда $d_p = (0.3 \dots 0.5) \cdot 25 = 7.5 \dots 12.5$ мм. Примем $d_p = 20$ мм.

3.3. Построение профиля кулачка

Проведем концентрические окружности радиусов $R_{\min}^T = 25$ мм и $e = -8$ мм. Окружность радиуса R_{\min}^T разделим на части, соответствующие делениям оси абсцисс диаграмм; направление деления и нумерация положений противоположны заданному направлению вращения кулачка. Через полученные деления проведем касательные к окружности эксцентриситета. Каждая из касательных показывает текущее положение толкателя в обратном движении. На касательных от точек деления, лежащих на окружности R_{\min}^T , отложим отрезки, равные ординатам диаграммы $S(\varphi)$ для соответствующих положений. Полученные при этом построении точки соединим плавной кривой, которая и является теоретическим профилем кулачка.

Из точек теоретического профиля кулачка, как из центров, проведем ряд окружностей диаметра $d_p = 20$ мм. Действительный профиль кулачка получим как внутреннюю огибающую этого семейства.

Вычертим диаграмму углов давления $\alpha(\varphi)$.

Значение угла давления для каждого конкретного положения кулачка можно получить, используя диаграмму $S = S(V_\varphi)$; для этого измеряют угол между осью S диаграммы и линией, соединяющей выбранный центр вращения кулачка с текущей точкой этой диаграммы.

Диаграмму углов давления строим по результатам, полученным с помощью программы *CAM_MECH*.

Полученные предельные значения углов давления ($-34.475^\circ \dots 43.235^\circ$) близки к наибольшим допустимым и не выходят из заданного диапазона, что свидетельствует о правильности выбора размеров механизма.

Распечатка результатов расчета кулачкового механизма по программе *CAM_MECH*

Тип толкателя: Поступательно движущийся, роликовый

Данные

Максимальное перемещение, градусы или мм	42.000
Закон движения ускоренного подъема	2.000
Закон движения замедленного подъема	5.000

Закон движения ускоренного опускания	6.000
Закон движения замедленного опускания	4.000
Фазовый угол ускоренного подъема, градусы	50.000
Фазовый угол равномерного подъема, градусы	30.000
Фазовый угол замедленного подъема, градусы	90.000
Фазовый угол верхнего положения, градусы	30.000
Фазовый угол ускоренного опускания, градусы	50.000
Фазовый угол равномерного опускания, градусы	30.000
Фазовый угол замедленного опускания, градусы	60.000
Эксцентриситет, мм	-8.000
Минимальный теоретический радиус, мм	25.000
Диаметр ролика, мм	10.000
Признак направления вращения (+1 или -1)	-1.000

Результаты

Наибольшая скорость подъема	30.319
Наибольшая скорость опускания	25.821
Наибольшее ускорение при ускоренном подъеме	69.485
Наибольшее ускорение при замедленном подъеме	30.319
Наибольшее ускорение при ускоренном опускании	46.477
Наибольшее ускорение при замедленном опускании	38.731
Перемещение за время ускоренного подъема	8.819
Перемещение к концу фазы равномерного подъема	24.694
Перемещение к концу фазы ускоренного опускания	30.734
Перемещение к концу фазы равномерного опускания	17.214

Пределы углов давления (градусы): -34.475... 43.235

Результаты расчета по фазовым углам

Фазовый угол	Перемещение (мм)	Аналог скорости	Аналог ускорения	Угол давления
Ускоренный подъем				
0.000	0.000	0.000	0.000	18.663
8.333	0.041	0.842	11.581	16.788
16.667	0.327	3.369	23.162	10.917
25.000	1.102	7.580	34.743	0.971
33.333	2.613	13.475	46.324	-11.760
41.667	5.104	21.055	57.904	-24.392
50.000	8.819	30.319	69.485	-34.475
Равномерный подъем				
50.000	8.819	30.319	0.000	-34.475
80.000	24.694	30.319	0.000	-24.765
Замедленный подъем				
80.000	24.694	30.319	-30.319	-24.765
95.000	31.599	22.472	-29.286	-14.669
110.000	36.507	15.159	-26.257	-6.783
125.000	39.626	8.880	-21.439	-0.796
140.000	41.285	4.062	-15.159	3.469
155.000	41.910	1.033	-7.847	6.063
170.000	42.000	0.000	0.000	6.944
Верхнее положение				
170.000	42.000	0.000	0.000	6.944

200.000	42.000	0.000	0.000	6.944
Ускоренное опускание				
200.000	42.000	-0.000	0.000	6.944
208.333	41.915	-1.730	-23.239	8.436
216.667	41.350	-6.455	-40.251	12.531
225.000	39.953	-12.910	-46.477	18.190
233.333	37.595	-19.366	-40.251	24.064
241.667	34.404	-24.091	-23.239	28.918
250.000	30.734	-25.821	0.000	31.860
Равномерное опускание				
250.000	30.734	-25.821	0.000	31.860
280.000	17.214	-25.821	0.000	39.588
Замедленное опускание				
280.000	17.214	-25.821	0.000	39.588
290.000	12.759	-24.941	10.024	42.110
300.000	8.607	-22.361	19.366	43.235
310.000	5.042	-18.258	27.387	42.429
320.000	2.306	-12.910	33.542	38.817
330.000	0.587	-6.683	37.411	31.171
340.000	0.000	0.000	38.731	18.663
Нижнее положение				
340.000	0.000	0.000	0.000	18.663
360.000	0.000	0.000	0.000	18.663

Рекомендуемая литература

1. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (анализ и синтез зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов) / Гурьев Б.И., Васильева О.Ф. - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2000. - 72 с.

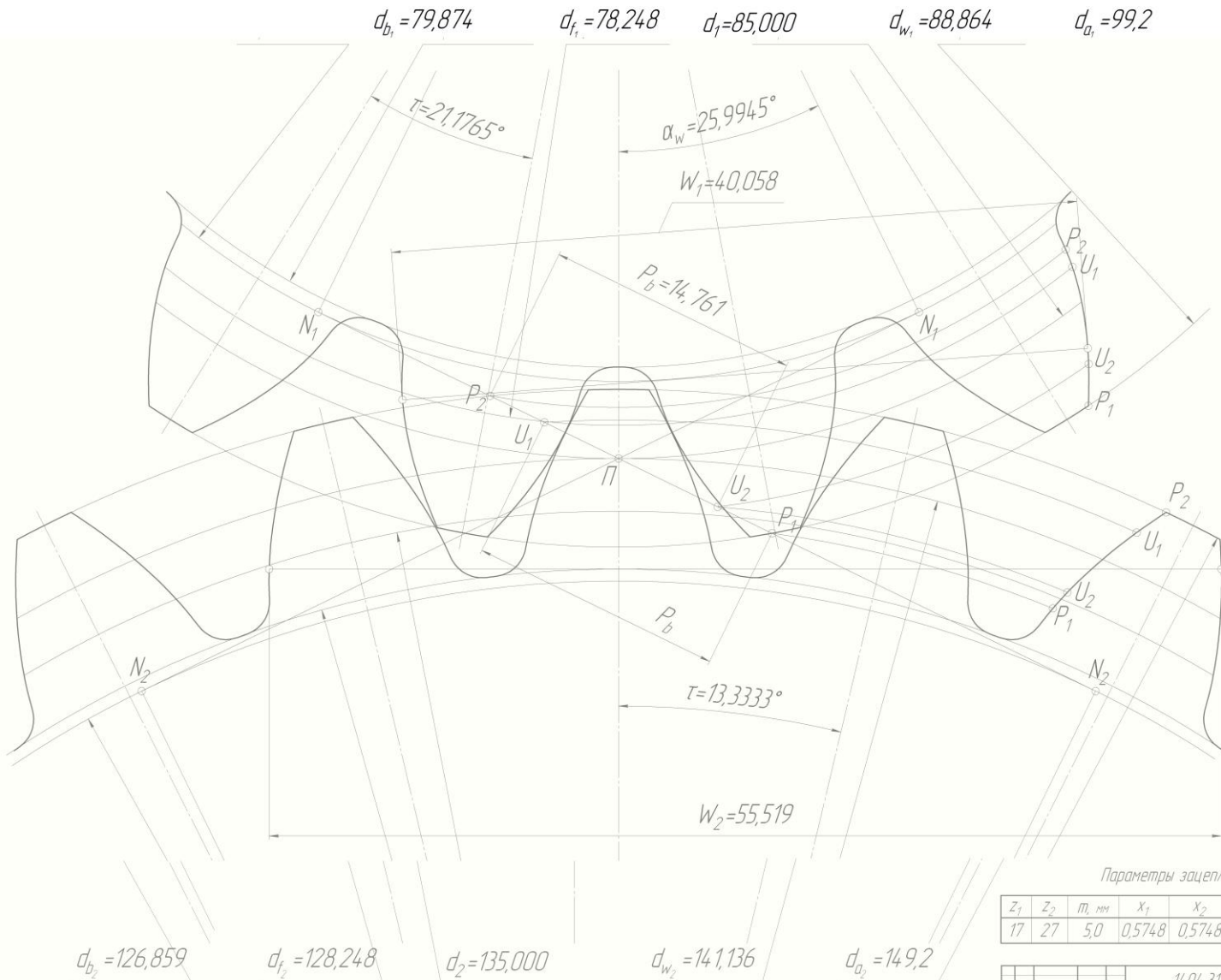
2. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А.Болотовского. 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.

3. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (Подбор геометрических параметров звеньев рычажных механизмов) / Гурьев Б.И., Васильева О.Ф., - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2004. - 80 с.

4. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (Проектирование плоских кулачковых механизмов. Часть 1. Расчет кинематических параметров и составление уравнений движения толкателей) / Васильева О.Ф., Гурьев Б.И., - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2003. - 19 с.

5. Теория механизмов и машин: Методические указания и контрольные задания для студентов очно-заочной и заочной формы обучения технических специальностей / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост.: Б.И.Гурьев, О.Ф.Васильева, Л.Л.Русак, А.Я.Садыкова, Р.Ш.Хабибуллина. – Уфа, 2004.- 92 с.

1404.31XXXX.001 ТЧ



Параметры зацепления

Z ₁	Z ₂	т, мм	X ₁	X ₂	d _w , мм	E _α
17	27	5,0	0,5748	0,5748	115,0	1,2383

1404.31XXXX.001 ТЧ		Лист	Масштаб	Масштаб
Картина зацепления		У	91	
		Лист	1	Листов 1

Лист в сборе
 Склад №
 Лист в сборе

ИЛ 0001002712702

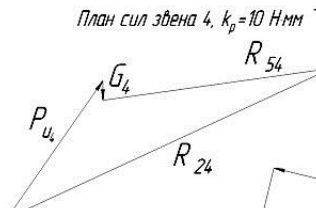
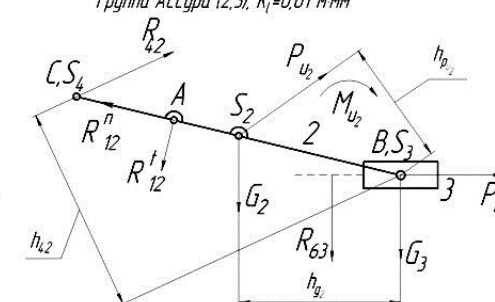
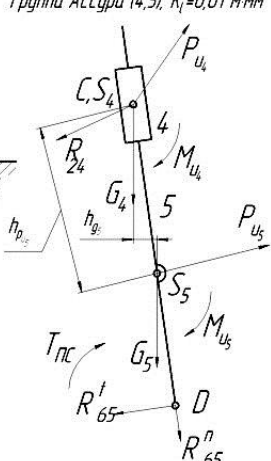
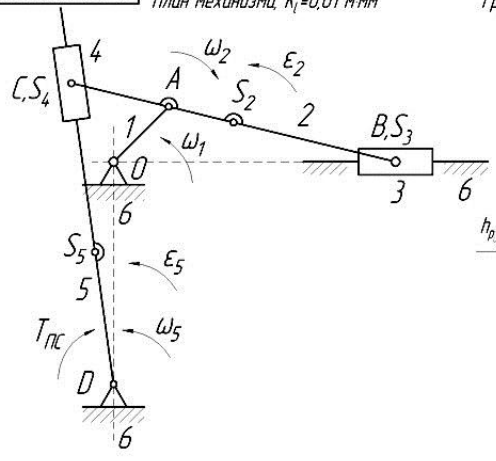
План механизма, $K_1=0,01 \text{ мм}^{-1}$

Группа Ассура (4,5), $K_1=0,01 \text{ мм}^{-1}$

Группа Ассура (2,3), $K_1=0,01 \text{ мм}^{-1}$

Звено 4, $K_1=0,01 \text{ мм}^{-1}$

Звено 3, $K_1=0,01 \text{ мм}^{-1}$

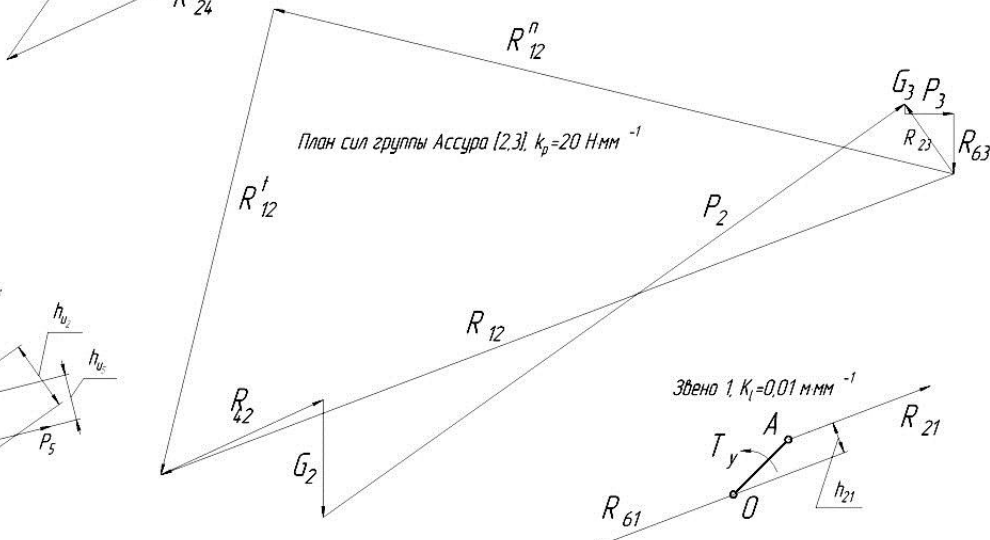
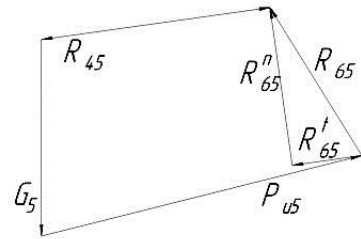
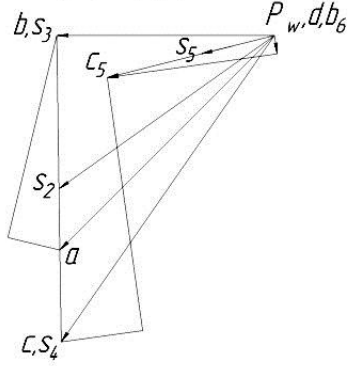


План ускорений, $k_w=0,5 \text{ мс}^{-2} \text{ мм}^{-1}$

План сил звена 5, $k_p=10 \text{ Нмм}^{-1}$

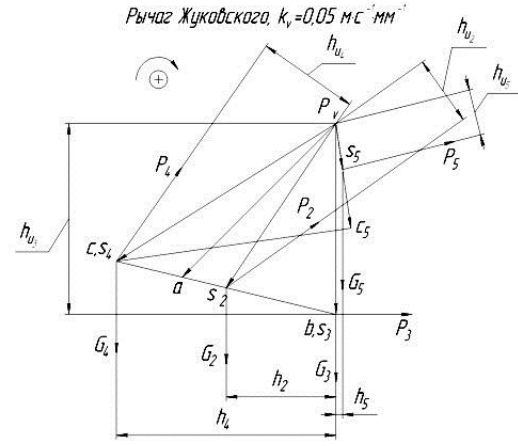
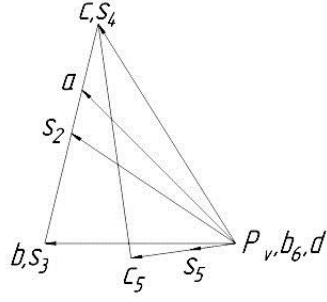
План сил звена 4, $k_p=10 \text{ Нмм}^{-1}$

План сил группы Ассура (2,3), $k_p=20 \text{ Нмм}^{-1}$



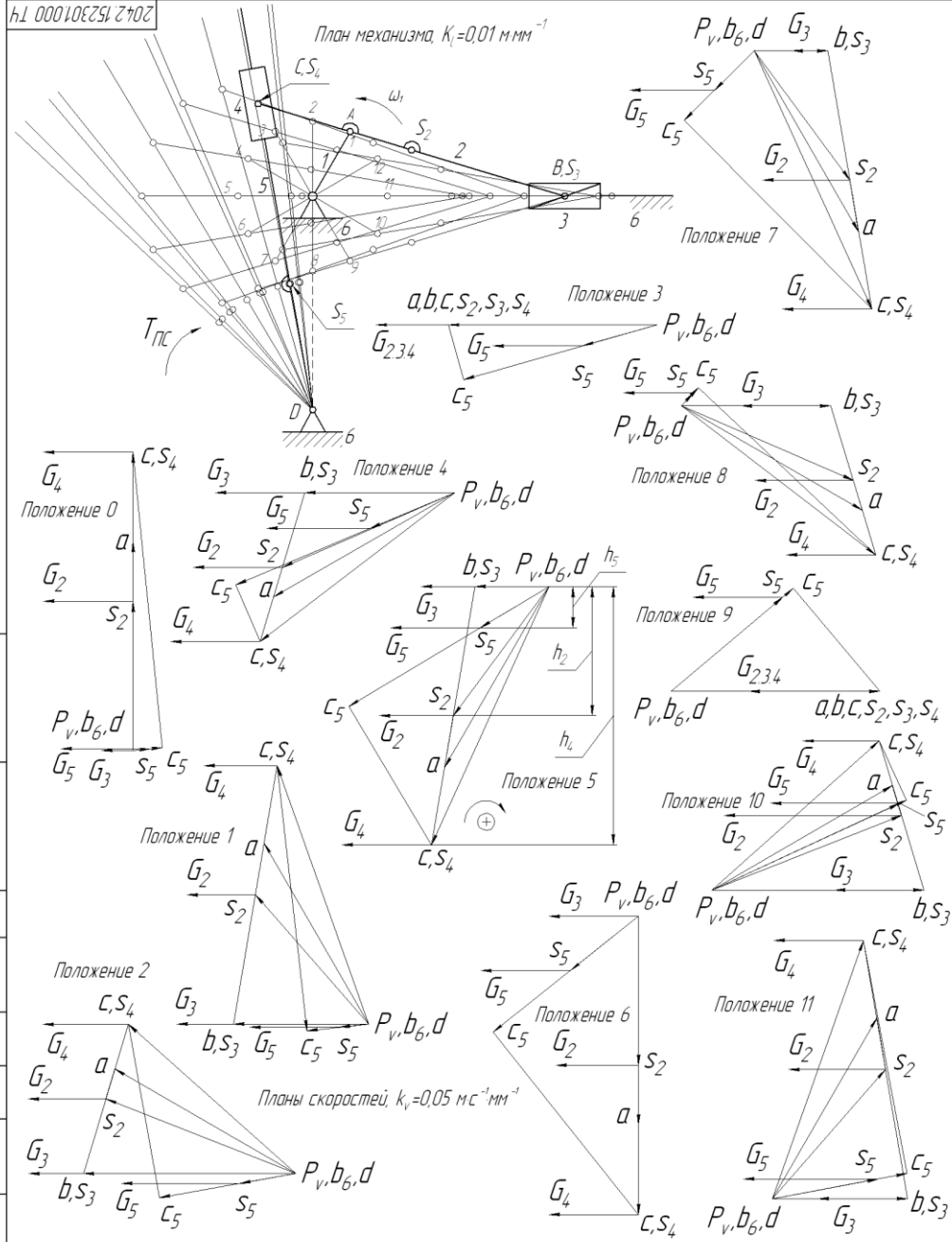
План скоростей, $k_v=0,05 \text{ мс}^{-1} \text{ мм}^{-1}$

Рычаг Жуковского, $k_v=0,05 \text{ мс}^{-1} \text{ мм}^{-1}$

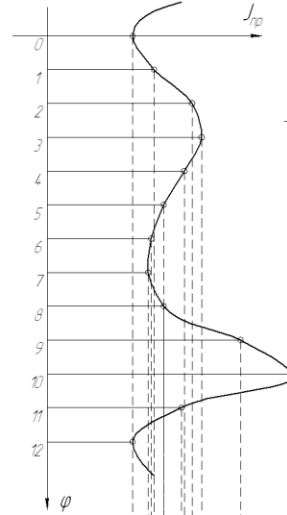


204.2.14.2301.000 Т4		Лист	Масса	Масштаб
РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ		Лист	Листов	
УГАТУ АД323		Формат А1		

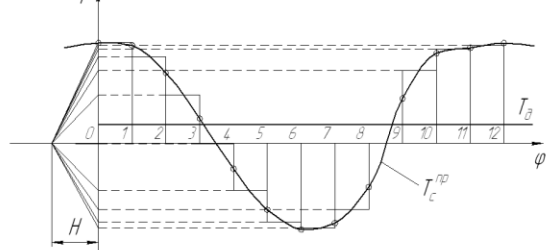
h1 00010E251 2702



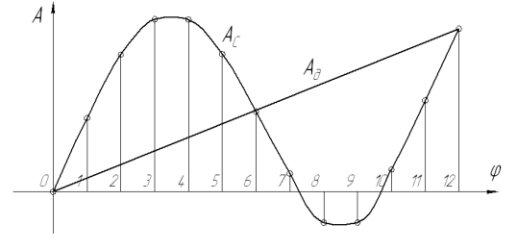
Приведенный момент инерции, $k_j = 0,25 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}, k_\varphi = 90 \text{ мм}$



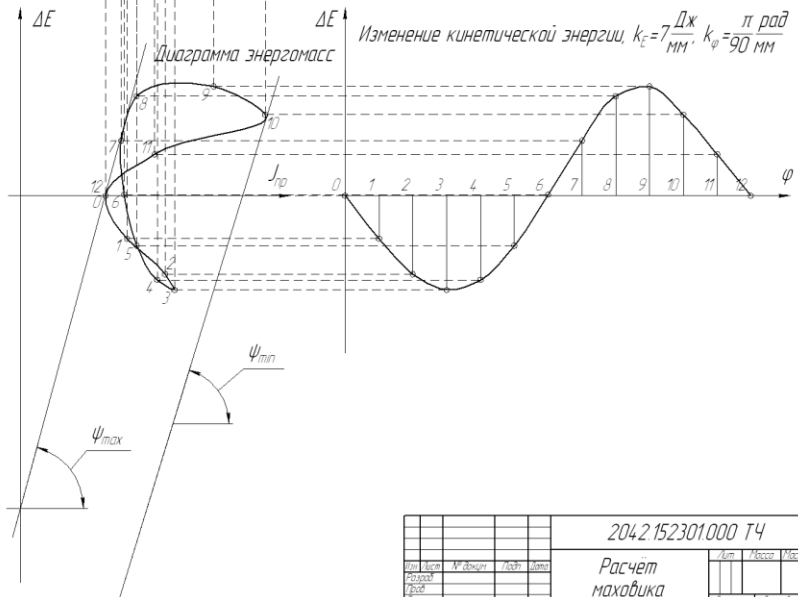
Приведенный момент, $k_T = 7 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}, k_\varphi = 90 \text{ мм}$



Работа приведенного момента, $k_A = 5 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}, k_\varphi = 90 \text{ мм}$



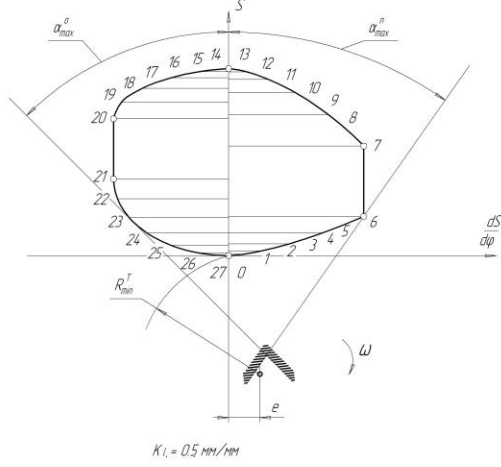
Изменение кинетической энергии, $k_E = 7 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}, k_\varphi = 90 \text{ мм}$



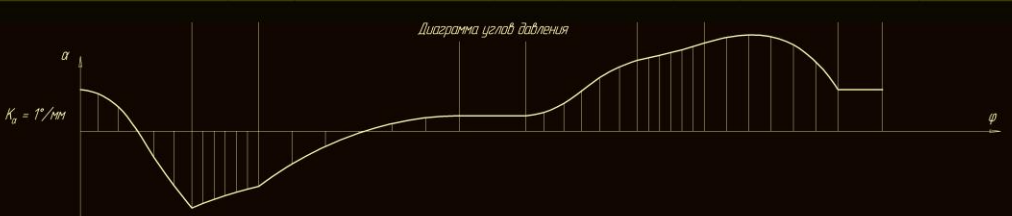
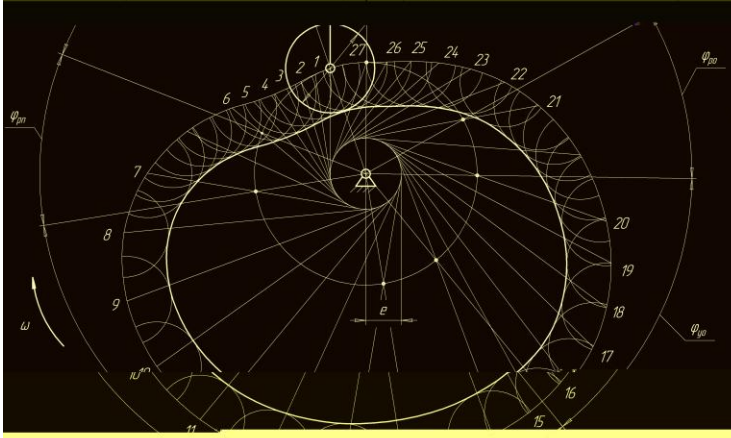
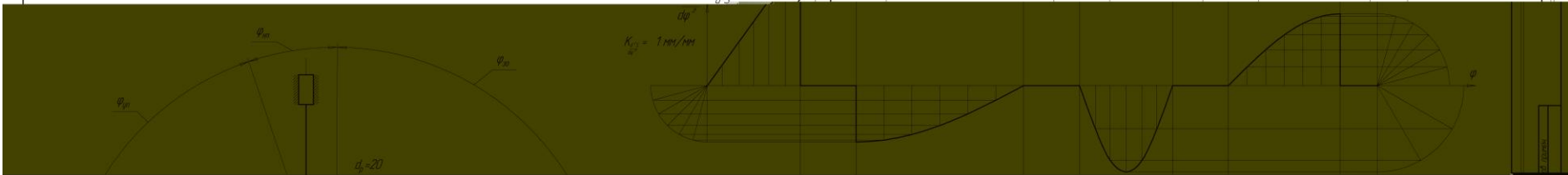
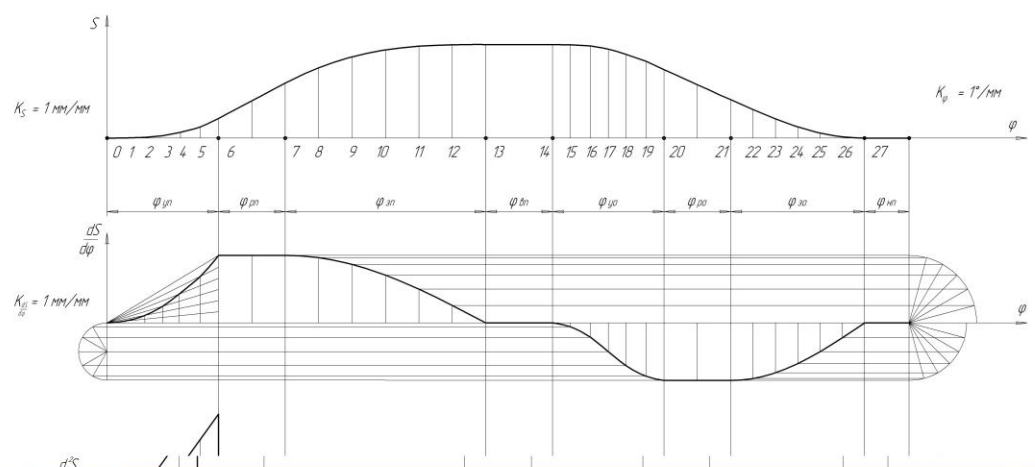
204.2 152301.000 Т4		Лист	Масштаб
Расчет		Лист	Масштаб
Маховика		Лист	Масштаб
УГАТУ АД323		Лист	Масштаб

2024.130223.00714

Определение размеров кулачкового механизма
 $K_S = K_{\alpha} = 0.5 \text{ мм/мм}$



Диаграммы движения толкателя



Параметры механизма

H, мм	omega	e, мм	alpha^o_max	alpha^o_min	phi_уп1	phi_рп	phi_ап	phi_оа	phi_уп2	phi_ра	phi_оа	phi_на	R_куч, мм	e, мм
4.2	-1	-8	35°	45°	50°	30°	90°	30°	50°	30°	60°	20°	25	20

Содержание
 1. Введение
 2. Расчет параметров механизма
 3. Построение кинематической цепи
 4. Построение профиля кулачка
 5. Проверка механизма на ударность
 6. Заключение

Составители: Борис Иванович ГУРЬЕВ
Людмила Сергеевна КУТУШЕВА
Людмила Леонидовна РУСАК

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ, РЫЧАЖНЫХ И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

**Методические указания
к курсовому проектированию по дисциплине
«Теория механизмов и машин»
(пример выполнения курсовой работы)**

Подписано в печать ____ . ____ . 2008. Формат 60x84 1/16 .
Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Times New Roman.

Усл. печ. л. ____ . Усл.-кр.-отт. ____ . Уч.-изд. л. ____ .

Тираж ____ экз. Заказ № ____

ГОУ ВПО Уфимский государственный авиационный
технический университет

Центр оперативной полиграфии УГАТУ
450000, Уфа-центр, ул.К.Маркса, 12